

Pneumatyka

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

1 (78) 201 1

KWARTALNIK

cena 14 zł
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323



HAPexpo

inteligencja
w sprzęzarce

nasady
kominowe

Piab
piCOMPACT10

siłownik
teleskopowy

sprzęgła
pneumatyczne

turbiny wiatrowe

WYDAWNICTWO
pneumatyka

Udane targi HPS 2010

str. 20

ISSN 1426-6644



9 771426 664800

Japońskie wyspy zaworowe serii MN4GB



CKD

- › SERIA MN4GB – producent CKD Corporation
- › przepływ: 350-850 NI/min
- › pobór mocy: 0,6 W
- › zabezpieczenie cewek przed odwróceniem polaryzacji
- › czas przesterowania: nawet poniżej 8 ms
- › rozbudowa do 48 cewek przy zastosowaniu złączy D-SUB
- › moduły komunikacyjne: Profibus-DP, CC-Link, DeviceNet, S-LINK, SAVE-NET i inne
- › gwarantowana żywotność: powyżej 60 milionów cykli
- › konfigurowane zgodnie z życzeniem Klienta
- › czas dostawy: do 2 dni roboczych



CKD

BIBUS MENOS:

- › pneumatyka
- › hydraulika siłowa
- › mechatronika
- › filtracja
- › szybkie prototypowanie
- › pompy i systemy
- › technika szynowa


BIBUS MENOS®

DYSTRYBUCJA • PROJEKTOWANIE • MODERNIZACJA • KOMPLETACJA • URUCHAMIANIE • SERWIS • SKLEP

ul. Spadochroniarzy 18, 80-298 Gdańsk

tel. 58 660 95 70

fax 58 661 71 32

info@bibusmenos.pl

www.bibusmenos.pl

➤ Małgorzata Wiewiórowska

Czas targów i... wakacji

O tym, jak ważną rolę w każdej dziedzinie przemysłu (i nie tylko) pełnią targi i wystawy, nikogo chyba przekonywać nie trzeba. Stanowią one dla firm znakomitą okazję do autopromocji, zaprezentowania i sprzedania swoich produktów, podzielenia się doświadczeniami – słowem, „pokazania się” w branży. Rzecz z pozoru oczywista w praktyce, niestety, już taka nie jest. Dobitnie świadczy o tym frekwencja na wielu tego typu imprezach, którą – delikatnie rzecz ujmując – co najwyżej można nazwać umiarkowaną. A przecież światowy kryzys gospodarczy ostatnich kilkunastu miesięcy dla większości producentów pozostał już tylko traumatycznym wspomnieniem i właśnie teraz jest najlepszy moment na to, by przypomnieć o swoim istnieniu i przyciągnąć potencjalnych klientów. Ci ostatni zresztą – we własnym, dobrze rozumianym interesie – także powinni wykazać większe niż dotychczas zainteresowanie.

Mając powyższe na uwadze, dla dobra obu stron – wykonawców i nabywców – chcielibyśmy już dziś polecić Państwu Targi Hydrauliki, Automatyki i Pneumatyki HAPexpo, które odbędą się 16-18 listopada w Centrum Targowo-Wystawienniczym Expo Silesia w Sosnowcu. O korzyściach płynących z tej imprezy (i przy okazji odbywających się w tym samym miejscu i czasie targach ROBOTshow) przeczytacie Państwo w zamieszczonym na naszych łamach wywiadzie z menedżerem HAPexpo 2011. Gwarantujemy, że każdy znajdzie tam coś dla siebie i nie będzie żałował przyjazdu na Górny Śląsk.

Zanim to jednak nastąpi, pamiętajmy, że mamy wakacje – dla większości czas błogiego leniuchowania po wyczerpującej, stresującej, codziennej pracy. Synoptycy przewidują, iż tegoroczne lato nie zaskoczy nas jakimiś pogodowymi anomaliami. Korzystajmy więc z niego w pełni, do czego szczerze Państwa zachęcam.

Pneumatyka

Redakcja
doc. dr inż. Małgorzata Wiewiórowska
(redaktor naczelny)
50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel. 071 343 18 12
fax 071 343 18 20
e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

Korekta
Sławomir Gruca

DTP
Marcin Maciński

Komitet naukowo-techniczny

prof. nadzw. dr hab. inż.
Łukasz N. Węsierski

prof. zw. dr hab. inż.
Tadeusz Mikulczyński

prof. nadzw. dr hab. inż.
Mariusz Olszewski

dr inż. Janusz Pluta

prof. dr hab. inż.
Franciszek Siemieniako

Drukarnia
UrDruk

WYDAWNICTWO pneumatyka

Wydawca i prenumerata
Wydawnictwo Pneumatyka, 50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel./fax 071 343 18 12, 071 343 18 20
e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

Recenzenci wydania

Kazimierz Dzierżek
Tadeusz A. Knap
Franciszek Siemieniako
Piotr Strzelczyk

Zygmunt Szczerba
Karol Szostek
Łukasz N. Węsierski

Zamówienia na ogłoszenia płatne, reklamy i teksty sponsorowane przyjmuje redakcja. Redakcja nie odpowiada za treść i formę ogłoszeń płatnych oraz publikacji sponsorowanych. W materiałach nadesłanych redakcja zastrzega sobie prawo do adiustacji, doboru tytułów i dokonywania skrótów. Artykuły publikowane w czasopiśmie są recenzowane i kwalifikowane do druku po uzyskaniu pozytywnej opinii. Przedruk tekstów w całości lub w części wyłącznie za zgodą wydawcy.

TEMAT WYDANIA

energooszczędność w układach sprężonego powietrza



- | | | | |
|--|--------|---|--------|
| ➤ nasady kominowe
Badanie właściwości ceramicznej
nasady kominowej | 35..38 | ➤ nowości
Piab piCOMPACT10 - nowe, energooszczędne,
kompaktowe eżektory do przenoszenia
małych elementów | 9 |
| ➤ nowości
Dlaczego warto wybrać siłownik teleskopowy
Univer serii RT? | 22..23 | ➤ napęd pneumatyczny
Pojazdy o napędzie pneumatycznym | 10..12 |
| ➤ instalacje tlenowe
Instalacje tlenowe współczesnych statków
powietrznych | 44..49 | ➤ targi
Połączenie wiedzy z techniką na targach
HAPexpo | 8 |
| ➤ nowości
Inteligencja w sprężarce: Sigma Control 2 | 13 | ➤ nowości
Sigma Air Manager ze sterowaniem
adaptacyjnym 3D | 29 |
| ➤ konferencje
Konferencja Manufuture 2011 we Wrocławiu | 5 | ➤ sprzęgła pneumatyczne
Significant Advantages of Flexible Couplings
with Pneumatic-Flexible Elements | 24..28 |
| ➤ badania modelowe
Modelowanie płaskich aerostacyjnych podpór
współrzędnościowych z napędem
elektromagnetycznym | 39..43 | ➤ turbiny wiatrowe
Turbiny wiatrowe z pionową osią obrotu | 30..34 |
| ➤ oszczędzanie energii
Oszacowanie oszczędności energii
w systemach sprężonego powietrza | 14..19 | ➤ targi
Udane targi HPS 2010 | 20..21 |

W ramach przewodnictwa Polski w Unii Europejskiej w dniach 24-25 października 2011 roku w Regionalnym Centrum Turystyki Biznesowej we Wrocławiu odbędzie się konferencja dotycząca ważnych zagadnień z punktu widzenia inżynierii wytwarzania produktów – Manufuture 2011.

Konferencja Manufuture 2011 we Wrocławiu

Uruchomiona została strona internetowa konferencji: www.manufuture2011.eu.

Głównym celem konferencji jest zaprezentowanie wizji materiałów oraz wytwarzania i produkcji w przyszłości wraz z ich rolą w dalszym rozwoju Europy – budowie bardziej inteligentnego, sprzyjającego środowisku naturalnemu oraz konkurencyjnego przemysłu europejskiego. Przyszłe, nowoczesne metody wytwarzania mają duże znaczenie dla gospodarki europejskiej w szerokim aspekcie, ponieważ produkty wytwarzania są wszechobecne w naszym codziennym życiu.

Konferencja Manufuture 2011 jest organizowana pod auspicjami Komisji Europejskiej, Polskiej Prezydencji w Radzie Unii Europejskiej oraz we współpracy z Europejską Platformą Technologiczną Przyszłych Technologii Wytwórczych (Manufuture European Technology Platform). Ponadto zaangażowanie władz krajowych i regionalnych – tj. Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego, Ministerstwa Gospodarki oraz Urzędu Marszałkowskiego Województwa Dolnośląskiego – nadaje rangę polityczną konferencji.



Konferencja, finansowana ze środków 7. Programu Ramowego Komisji Europejskiej, będzie forum wymiany poglądów na temat perspektyw dalszego rozwoju technologii przemysłowych w Europie. Zaangażowanie europejskich oraz krajowych decydentów, przedstawicieli organizacji przemysłowych, środowisk akademickich oraz organizacji społecznych zapewni istotne znaczenie tego wydarzenia na forum krajowym i europejskim.

Akcja „NMP dla szkół”

Konferencji Manufuture 2011 towarzyszyć będzie szereg szeroko zakrojonych działań towarzyszących, skierowanych do szerokiej publiczności i młodzieży, w tym uczniów szkół podstawowych i ponadpodstawowych. W ramach akcji w szkołach rozważana jest współpraca z Festiwałem Nauki. Podczas tych działań wykorzystywane będą zagadnienia związane z tematyką NMP, zorganizowanych zostanie co najmniej 10 wykładów tematycznych, a ogólna debata zgromadzi ponad 200 uczniów.

Tematy konferencyjne

Myślą przewodnią konferencji będzie szukanie odpowiedzi na pytanie, jak zapewnić owocną współpracę w globalnym wytwarzaniu o wysokiej wartości dodanej między krajami Europy Zachodniej oraz krajami Europy Środkowej i Wschodniej, łącznie z krajami bałkańskimi, z regionu EECA, Turcją a także w ramach samej Unii Europejskiej (między „starymi” i „nowymi” państwami członkowskimi).

Podczas konferencji będą poruszane następujące aspekty:

- ♦ współpraca zachodniej i wschodniej Europy w globalnym wytwarzaniu;
- ♦ współpraca oraz partnerstwo członków Unii Europejskiej z krajami bałkańskimi oraz państwami regionu EECA oraz Turcją;
- ♦ współpraca między „nowymi” i „starymi” członkami Unii Europejskiej;
- ♦ obecny stan B&R w dziedzinie wytwarzania;
- ♦ MŚP w transformujących się gospodarkach europejskich;
- ♦ zaangażowanie środków publicznych;
- ♦ efektywne modele współpracy między ośrodkami akademickimi, ośrodkami badawczo-rozwojowymi oraz przemysłem,
- ♦ edukacja przemysłowa.

Poprzednie konferencje

Konferencja Manufuture 2011 jest kontynuacją konferencji Manufuture organizowanych corocznie od 2003 r. Wcześniejsze, które odbyły się m.in. w Gothenburgu (Szwecja), Saint Etienne (Francja) i w Porto (Portugalia), dały podstawy do dyskusji na temat wizji przyszłości wytwarzania w Europie.

W tym roku po raz pierwszy konferencja Manufuture odbędzie się w kraju, który znajduje się w Europie Centralnej i jest uznawany za „nowego” członka Unii Europejskiej. Daje to unikatową okazję do zaprezentowania potencjału tego regionu w badaniach nad wytwarzaniem oraz wywołania dyskusji nad przyszłością rozwoju produktów i wytwarzania w obliczu jednolitego rynku unijnego. Konferencja Manufuture 2011 we Wrocławiu będzie kontynuować osiągnięcia swoich poprzedników, dodając nową wartość do wizji rozwoju przemysłu. ■

Konferencja Manufuture 2011 organizowana jest wspólnie z konferencją Fumat 2011 w ramach projektu 7. Programu Ramowego M-FUTURE 2011. Projekt M-FUTURE 2011 otrzymał dofinansowanie z 7 Programu Ramowego (FP7/2007-2013) w ramach umowy nr 266976.



Tubes International Sp. z o.o. należy do jednych z najbardziej dynamicznie rozwijających się firm z branży węży i złączy przemysłowych w Europie. Firma współpracuje z renomowanymi producentami z całego świata, oferując sprawdzone produkty spełniające najwyższe wymagania pod względem technicznym, bezpieczeństwa i ochrony środowiska oraz wiedzę naszych pracowników popartą doświadczeniem we wdrażaniu rozwiązań dla przemysłu od ponad 15 lat istnienia firmy. Oferowane przez nas wyroby posiadają wymagane prawem atesty i certyfikaty.

Wykonujemy montaż kompletnych przewodów wg specyfikacji Klienta, gwarantując krótkie terminy realizacji zamówień.

Tubes International Sp. z o.o. posiada obecnie 20 oddziałów w największych centrach przemysłowych w Polsce, zapewniając dostępność swoich towarów oraz usług.



Nasza oferta

- **Węże przemysłowe:** gumowe, tworzywowe, teflonowe, silikonowe, stalowe, kompozytowe
- **Złącza i armatura przemysłowa:**
 - złącza przeładunkowe typu STORZ, CAMLOCK, eurozłącza (DIN 28450), dźwigniowe, API
 - złącza kłowe: przemysłowe, do tynkowania, do piaskowania
 - złącza gwintowe, kołnierzowe, adaptory
 - złącza suhoodcinające, obrotowe, higieniczne
 - końcówki i łączniki do węży
 - szybkozłącza, zawory, opaski i obejmy
- **Wysokie ciśnienia:**
 - węże hydrauliczne gumowe, termoplastyczne, Spir Star
 - okucia do węży
 - rury hydrauliczne
 - łączniki DIN 2353, JIC 37°, ORFS
 - przyłącza kołnierzowe, bloki przyłączeniowe, zawory, szybkozłącza
- **Kompensatory gumowe, stalowe, tkaninowe, teflonowe**
- **Węże oraz urządzenia do czyszczenia i zmywania**
- **Węże oraz elementy pneumatyczne**
- **Pompy i rozdzielacze hydrauliczne, systemy pomiarowe**
- **Urządzenia i akcesoria do produkcji przewodów**
- **Bębny i zwijarki do węży**
- **Pistolety do wody i powietrza**
- **Zabezpieczenia i uszczelnienia**



SPRZEDAŻ

**PROJEKTOWANIE
KONSTRUKCJA**

**PRODUKCJA
KOŃCÓWEK**

**MONTAŻ
PRZEWODÓW**

**MONTAŻ
U KLIENTA**



TUBES INTERNATIONAL Sp. z o.o.
ul. Bystra 15A 61-366 POZNAŃ
tel. 61 653 02 22 fax 61 653 02 20
tubes@tubes-international.com



PNEUMATYCZNE ZŁĄCZA WTYKOWE ZE STALI KWAŚOODPORNEJ

Firma Tubes International Sp. z o.o. należąca do jednych z najbardziej dynamicznie rozwijających się firm z branży węży i złączy przemysłowych w Europie, wprowadziła do swojej oferty wysokiej jakości złącza wtykowe, wykonane w całości ze stali 316L. Złącza wtykowe przeznaczone są do łączenia elastycznych węży pneumatycznych o kalibrowanej średnicy zewnętrznej. Połączenie następuje poprzez „wetknięcie” węża w złącze. Rozłączenie wymaga dociśnięcia do złącza pierścienia (tulei) zwalnającego. Zalecany materiał łączonych węży jest poliamid 6, poliamid 11, poliamid 12, polietylen, poliuretan lub PTFE (teflon). Złącza wtykowe ze stali kwasoodpornej są najlepszymi elementami do połączeń przewodów i innych elementów w układach pneumatycznych w warunkach wymagających zastosowania specjalnych materiałów. Łatwe i szybkie w użyciu, mogą być montowane tysiące razy bez utraty szczelności po stronie mechanicznej i pneumatycznej.

CHARAKTERYSTYKA:

Materiał: stal 316 L

Ciśnienie robocze: 15 bar

Podciśnienie: -0,99 bar

Temperatura pracy: od -20°C do +225°C

Uszczelnienie: Viton

Medium: sprężone powietrze, płyny dla przemysłu spożywczego i chemicznego, kompatybilne z komponentami złączy

Dostępne rozmiary:

- dla średnicy zewnętrznej węża: od Ø 4 mm do Ø 12 mm

- z gwintem metrycznym lub calowym



**WYSOKA ODPORNOŚĆ NA DZIAŁANIE CZYNNIKÓW KOROZYJNYCH
ORAZ SUBSTANCJI CHEMICZNYCH**

Są szeroko stosowane w:

- przemyśle chemicznym
- przemyśle spożywczym
- przemyśle farmaceutycznym
- przemyśle elektronicznym
- medycynie



TUBES INTERNATIONAL Sp. z o. o.
ul. Bystra 15A 61-366 POZNAŃ
tel. 61 653 02 22 fax 61 653 02 20
tubes@tubes-international.com

Połączenie wiedzy z techniką na targach HAPexpo

Rozmowa z Wiolettą Błońską-Dudek, Kierownikiem Zespołu Targowego w Expo Silesia.

W dniach 16-18 listopada 2011 roku w Expo Silesia w Sosnowcu odbędzie się kolejna edycja Targów Hydrauliki, Automatyki i Pneumatyki HAPexpo. Czego możemy spodziewać podczas tegorocznego wydarzenia?

HAPexpo to targi poświęcone automatyzacji procesów produkcyjnych. W tym roku tradycyjnie prezentowane będą m. in.: automatyka przemysłowa, elementy i systemy hydrauliczne i pneumatyczne, roboty przemysłowe i manipulatory, techniki pomiarowe i laboratoryjne. Polecane będą również usługi instalacyjne, naprawcze, inżynierskie i projektowe. Nie zabraknie pokazów licznych nowinek technologicznych, a uzupełnieniem bogatej ekspozycji będzie specjalistyczna konferencja organizowana przez serwis Pneumatyka.com oraz czasopismo Pneumatyka. Więcej informacji można znaleźć na naszej stronie internetowej: www.hapexpo.pl



Fot. 1 Wioletta Błońska-Dudek

A co z ubiegłorocznym Salonem Robotyki?

Salon Robotyki ROBOTshow cieszył się ogromną popularnością zarówno wśród zwiedzających, jak i wystawców. W ciągu dwóch lat w ramach wydarzenia zaprezentowały się wiodące firmy z branży – Kuka Roboter, Kawasaki czy Wobit. W tym roku na bazie salonu powstał nowy projekt – Targi Automatyki i Robotyzacji w Przemśle ROBOTshow, które odbędą się łącznie z HAPexpo. Nowe targi ROBOTshow będą kontynuowały tematykę robotyki, a dodatkowo poruszą zagadnienia związane z automatyką w przemyśle. Umożliwi to wygenerowanie znaczącej platformy pozyskiwania nowych kontaktów, rozwijania współpracy, a przede wszystkim stworzenie miejsca spotkań branżowych dla specjalistów. Ponadto w tym roku rozszerzamy strefę robotyki o strefę warsztatową, gdzie w ciągu wszystkich trzech dni targów będzie można zobaczyć roboty „w akcji”, a także skorzystać z organizowanych przez wystawców szkoleń i warsztatów. Wśród nich m.in. firma Astor z robotami Kawasaki.

Jak Pani ocenia HAPexpo 2011 na tle ich ubiegłorocznej edycji?

Przygotowania do trzeciej edycji HAPexpo idą pełną parą. W ubiegłym roku można było zapoznać się z ofertami blisko 90 firm z branży automatyki, hydrauliki, pneumatyki oraz robotyki. Wielu wystawców zaprezen-

towało nowości targowe – na uwagę zasługiwał mechatroniczny system napędowy MOVIGEAR firmy SEW-EURODRIVE, czy robot Kawasaki serii R, który można było obejrzeć na stoisku firmy Astor, oficjalnego dystrybutora tej japońskiej marki w Polsce. Dużym zainteresowaniem cieszył się panel poświęcony „Przyjaznej Robotyce”. Tegoroczna edycja zapowiada się równie okazale. Strategicznym partnerem targów HAPexpo oraz ROBOTshow została firma Astor.

Dlaczego warto odwiedzić te targi?

HAPexpo to jedyne tak kompleksowe wydarzenie na południu Polski. Aktualności z branży, porady ekspertów, ciekawostki, branżowe spotkania, prezentacje nowoczesnych rozwiązań i technologii, bogaty program targowy – to główne atuty targów. HAPexpo to także okazja do wzajemnych konsultacji i wymiany doświadczeń, jak również specjalistycznym kompendium wiedzy dla stale szukających nowych rozwiązań w dziedzinie automatyzacji procesów produkcyjnych.

W tym samym terminie zapraszamy również do odwiedzenia Targów Przemysłu Tworzyw Sztucznych i Gumy RubPlast EXPO, Targów Automatyki i Robotyzacji w Spawalnictwie ProWELDex oraz Targów Olejów, Smarów i Płynów Technologicznych dla Przemysłu OILexpo.

Dziękujemy za rozmowę.

Dziękuję.



Fot. 2 HAPexpo to targi poświęcone automatyzacji procesów produkcyjnych

Piab piCOMPACT10 – nowe, energooszczędne, kompaktowe eżektory do przenoszenia małych elementów

Wykorzystanie unikatowych wkładów ssących Piab MICRO COAX® (najmniejszych na świecie wielostopniowych eżektorów próżniowych) do budowy piCOMPACT10 zapewnia trzy razy większy przepływ podciśnienia w porównaniu do innych, podobnych produktów. Redukuje to zużycie i koszty energii o 30-50% w porównaniu do tradycyjnych eżektorów. Dodatkowo zapewnia mocniejszy chwyt produktu, przez co można zwiększyć szybkość podnoszenia produktu, minimalizując możliwość jego uszkodzenia oraz zmniejszając ilość odrzutów.

Eżektory piCOMPACT10 pozwalają również na szybsze zwalnianie produktów z przysawki, zwiększając tym samym wydajność linii produkcyjnej.

Nowa grupa produktów piCOMPACT10 jest mniejsza i lżejsza niż konwencjonalne eżektory, co wpływa na zmniejszenie całkowitej masy systemu próżniowego. To innowacyjne rozwiązanie pozwala na szybszą pracę systemu próżniowego i zwiększenie zdolności produkcyjnych.

Eżektory piCOMPACT10 mogą być zasilane za pomocą sprężonego powietrza o niskim ciśnieniu, oferując maksymalną wydajność i niezawodność. Jest to idealne rozwiąza-

nie do przenoszenia produktów w przemyśle elektronicznym, gdzie wymagana jest praca eżektora przy niskim ciśnieniu, a wymogi bezpieczeństwa są bardzo restrykcyjne.

Eżektory próżniowe piCOMPACT10 dostępne są w czterech wersjach dopasowanych do różnych systemów – w tym takie, które wymagają bardzo niskich ciśnień zasilania lub wysokich poziomów podciśnienia. Ponadto, eżektory można łatwo – bez modyfikacji – zintegrować z istniejącymi liniami produkcyjnymi i szybko skonfigurować do indywidualnych potrzeb produkcyjnych.

Więcej informacji: www.piab.pl

Artykuł promocyjny

Piab Polska Sp. z o.o.
ul. Astronomów 1,
80-299 Gdańsk

www.piab.com



expoSilesia Sosnowiec

16 – 18 listopada 2011

Targi Hydrauliki, Automatyki
i Pneumatyki

HAPexpo

Targi z napędem na przyszłość

Wraz z targami HAPexpo odbędą się
Targi Automatykacji i Robotyzacji w Przemśle ROBOTshow
Targi Automatykacji i Robotyzacji w Spawalnictwie ProWELDex

tereny targowe: Expo Silesia Sp. z o.o.
Centrum Targowo-Wystawiennicze
ul. Braci Mieroszewskich 124, Sosnowiec

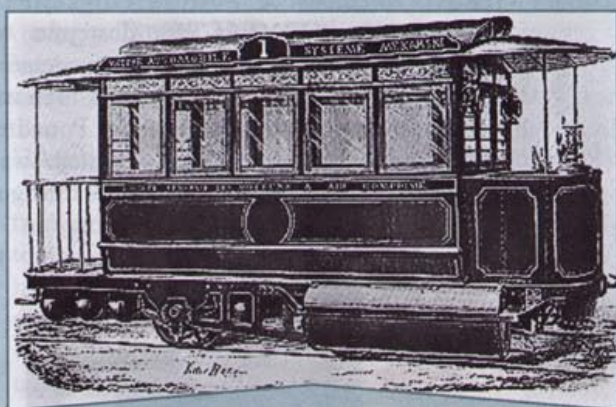
kontakt: Barbara Nieużyła – Menedżer Projektu
tel. 32 78 87 548, kom. 510 030 076, fax 32 78 87 503
e-mail: hapexpo@exposilesia.pl

www.hapexpo.pl

➤ Jerzy Iwaszko

Pojazdy o napędzie pneumatycznym

Pneumatyczny napęd pojazdu został po raz pierwszy użyty do napędu tramwaju. Było to w okresie między wprowadzeniem tramwajów konnych (1832 rok, Nowy Jork) i tramwajów o napędzie elektrycznym (1881 r., Berlin).



Rys. 1 Tramwaj systemu Ludwika Męcarskiego [1].

Na przednim pomoście (z prawej strony) widoczna jest górna część wymiennika ciepła. Pod pomostem tylnym – butle sprężonego powietrza

W 1840 roku w Paryżu zbudowano eksperymentalną linię, w której czynnikiem napędowym było powietrze atmosferyczne [1]. Między szynami pojazdu zakopano rurę z tłokiem, rozciągniętą wzdłużnie. Tłok był połączony z pojazdem za pomocą krótkiego cięgna, a siła napędowa powstawała dzięki odsysaniu jednego końca rury. Wiele kłopotu sprawiało zapewnienie szczelności takiej podciśnieniowej instalacji. Stosowano do tego celu skórę nasączoną lojem – skądinąd przysmak szczurów.

Instalacje z powietrzem rozrzedzonym zastosowano następnie z powodzeniem w poczcie pneumatycznej, a w pojazdach przeznaczonych do transportu miejskiego chętniej stosowano powietrze sprężone.

W miastach powstawały centralne kompresorownie, a sprężone powietrze rozprowadzano do końcowych przystanków tramwajowych za pomocą podziemnych rur. Tramwaje woziły butle, które napełniano na tych przystankach. Podczas jazdy powietrze przepływało z butli przez zawór redukcyjny do cylindrów napędzających koła. Przy rozprężaniu powietrza w zaworze i w cylindrach znacznie się ono ochładza. Gdy zawarta w powietrzu wilgoć zestalała się, dochodziło do zatykania kanałów przepływowych i pojazd awaryjnie zatrzymywał się.

Ten problem został rozwiązany przez francuskiego konstruktora o polskich korzeniach – Ludwika Męcarskiego (1843-1923). W 1872 roku uzyskał on patent na system podgrzewania powietrza w wymienniku ciepła, umieszczonym na przednim pomoście tramwaju. Powietrze zmagazynowane w butlach było przed zaworem redukcyjnym kierowane do naczynia zawierającego wodę o temperaturze ok. 170 stopni Celsjusza i przegrzaną parę wodną.

Nie tylko podgrzewała ona powietrze, ale także smarowała tłok w cylindrze. Podgrzewacz powietrza nazwano po francusku *bouillotte* (dosłownie: imbryczek, termoфор). Zastosowany system zyskał nazwę *Męcarski bouillotte system*. Wtrysk gorącej pary realizowano na przystankach krańcowych. Znane też było rozwiązanie z paleniskiem koksu pod wymiennikiem.

Typowy tramwaj, uruchomiony w Paryżu w roku 1876, pokazany na rys. 1, był skonstruowany następująco. Powietrze o ciśnieniu 25 barów (2,5 MPa) było zgromadzone w ośmiu zbiornikach o średnicy 300 lub 400 mm, umieszczonych pod podłogą tramwaju. Wymiennik ciepła był pionowym walcem o średnicy 350 mm i wysokości 1,5 m. Panowała w nim temperatura 180 °C i ciśnienie 7 barów. Przednia oś tramwaju była napędzana dwoma cylindrami o średnicy 125 mm i skoku 250 mm, a powietrze dopływające do cylindrów miało ciśnienie 5 barów. Z maksymalną liczbą 30 pasażerów masa pojazdu wynosiła 7000 kg.

W Nantes kursowały 22 takie lub podobne tramwaje, osiągające średnią prędkość 9 km/h na 6-kilometrowych trasach. Ładowanie zbiorników na krańcowych przystankach zajmowało 20 minut. Uruchomiono kilka takich linii. Tego typu transport miejski chwalono za płynny, cichy ruch [1]. Nie trzeba było po nim sprzątać ulicy (jak w przypadku tramwajów konnych), nie wydzielał też dymu.

Lokomotywy pneumatyczne, wyprodukowane w Crenot (Francja) przez firmę Schneider, zastosowano do transpor-



Rys. 2 Samochody o napędzie pneumatycznym firmy MDI: u góry AirPod, u dołu OneFlowAir [3]



Rys. 3 Samochód konstrukcji Angela di Pietro z australijskiej firmy EngineAir [4]

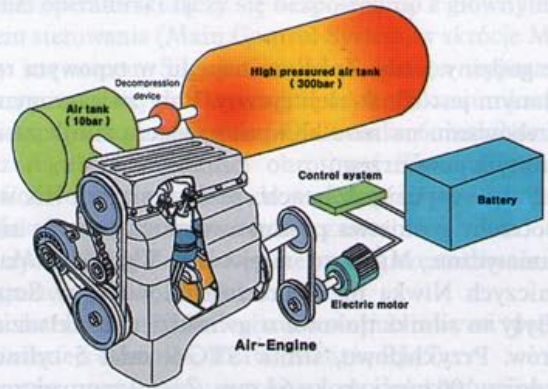
tu urobku w roku 1875 przy drążeniu 15-kilometrowego tunelu pod górą Świętego Gottharda [2].

Obecnie prace nad pneumatycznym napędem pojazdów są prowadzone przez kilka większych ośrodków i w mniejszych zespołach, także przez utalentowanych amatorów. Do masowej produkcji nie wdrożono jednak dotąd żadnego takiego pojazdu. Piszący te słowa jest zdania, że informacje podawane przez różne firmy na temat samochodów pneumatycznych należy traktować ostrożnie, a do rewelacyjnych nieraz danych technicznych trzeba podchodzić nieufnie.

Francuska firma MDI (Motor Development International) proponuje 6 modeli samochodów o napędzie pneumatycznym [3]. Na rys. 2 przedstawiono dwa z nich. Przeznaczony tylko do ruchu miejskiego AirPod ma wymiary (długość \times szerokość \times wysokość) $2,07 \times 1,6 \times 1,74$ m, masę 220 kg, 2 lub 3 miejsca i silnik o mocy 5,45 kW zasilany powietrzem o ciśnieniu 18 barów, pobieranym ze 175-litrowego zbiornika napełnionego do 350 barów. Rozwija prędkość do 70 km/h i ma zasięg 220 km.

Niektóre modele samochodów firmy MDI mają silniki odmiany dual energy. Dowolne paliwo płynne, zużywane w niewielkiej ilości (2 l na 100 km), jest w nich wykorzystywane do podgrzewania rozprężającego się powietrza bezpośrednio przed wejściem do silnika.

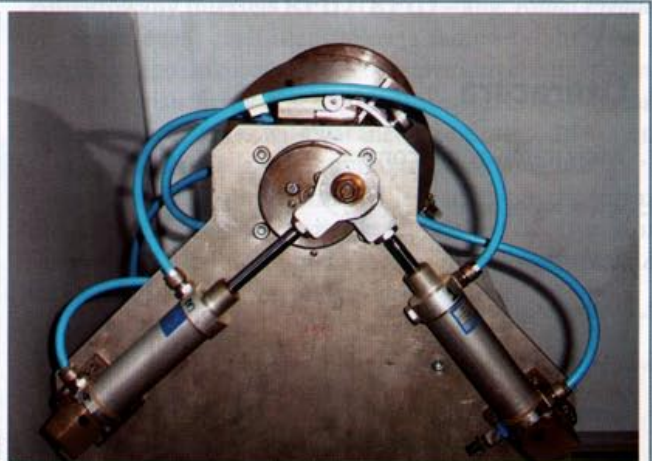
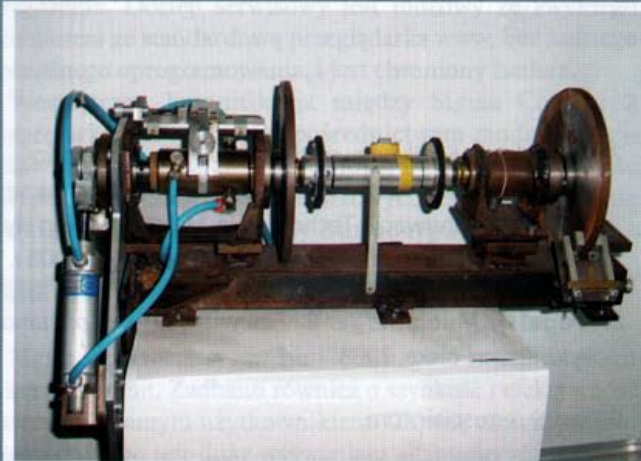
Australijska firma EngineAir proponuje samochód [4] pokazany na rys. 3. Oryginalny silnik łopatkowy charak-



Rys. 4 Koreański samochód hybrydowy o napędzie pneumatycznym i elektrycznym PHEV. U góry – na targach samochodowych w Genewie, u dołu – schemat zasilania silnika [5]

teryzuje się bardzo małym ciśnieniem powietrza, wystarczającym do biegu luzem. Wynosi ono 1 psi (*pound per square inch* = funtów na cal kwadratowy, 1 psi \approx 0,07 bara).

Z kolei koreańska firma Energinie oferuje samochód typu PHEV, którego nazwa wyjaśnia dwa źródła energii: Pneumatic Hybrid Electric Vehicle [5]. Pokazano go na rys. 4 wraz ze schematem zasilania silnika. Samochód ma masę 400 kg i osiąga maksymalną prędkość 60 km/h. Zapas powietrza o ciśnieniu 500 barów (50 MPa), zgromadzonego w zbiorniku o objętości 200 l, wystarcza na



Rys. 5 Modelowy silnik pneumatyczny skonstruowany na Wydziale Inżynierii Produkcji Politechniki Warszawskiej [6, 7]



Rys. 6 Właściciel firmy Regusci Air, Armando Regusci, ze swoim rowerem pneumatycznym [9] i pneumatyczny rower skonstruowany z elementów firmy FESTO przez niemieckich studentów [8]

dwie godziny jazdy. Źródłem napędu w typowym ruchu ustalonym jest silnik elektryczny. Przy zwiększonym zapotrzebowaniu na moc komputer włącza silnik zasilany sprężonym powietrzem.

W Polsce w późnych latach sześćdziesiątych XX wieku na potrzeby górnictwa produkowano stacjonarne silniki pneumatyczne. Miało to miejsce w Wytwórni Maszyn Górniczych Niwka im. Marcelego Nowotki w Sosnowcu. Były to silniki tłokowe o gwiazdowym układzie cylindrów. Przykładowo, silnik STG-9 miał 5 cylindrów o średnicy 100 mm i skoku 64 mm. Został zaprojektowany na przełomie lat 1965/66. Rozwijał moc 9 kW przy prędkości obrotowej 800 obr/min i ciśnieniu 4 bary. Zużywał 55 Nm³/kMh powietrza. Jego masa wynosiła 93 kg, a gabaryty (długość × szerokość × wysokość) 390 × 440 × 418 mm. Wydaje się, że nie prowadzono prób zastosowania tych silników do celów trakcyjnych.

Na Wydziale Inżynierii Produkcji Politechniki Warszawskiej skonstruowano – w ramach grantu dziekana wydziału, pod kierunkiem autora niniejszego tekstu – prototypowy silnik pneumatyczny [6, 7] pokazany na rys. 5. Cylindrami silnika były dwa siłowniki pneumatyczne o średnicy 32 mm produkcji CPP Prema w Kielcach, ustawione w układzie V. Do generowania momentu obrotowego wykorzystano zarówno ruch pchający, jak i ciągnący siłowników. Siłowniki były zasilane przez rozdzielacz obrotowy, który umożliwiał nastawianie stopnia napeł-

nienia cylindrów, jak i nastawianie kąta wyprzedzenia początku wtrysku powietrza. Ten modelowy silnik rozwijał moc 0,17 kW przy 240 obr/min i zasilaniu powietrzem o ciśnieniu 5 barów (0,5 MPa). Zużywał wtedy powietrze w ilości 7,5 Nm³/h. Po krótkim przestoju nieobciążony silnik ruszał przy ciśnieniu 0,05 bara.

Na rys. 6 pokazano dwie interesujące, amatorskie konstrukcje spneumatyzowanych rowerów.

Czy samochody napędzane sprężonym powietrzem są efektywne i proekologiczne? Efektywność energ-

tyczna takich samochodów, a także ocena szkodliwości dla środowiska samego procesu uprzedniego sprężania gazu, zależą od przyjmowanych modeli obliczeniowych i założeń upraszczających. Wyniki takich obliczeń można interpretować różnie. Znana jest ostra polemika na ten temat, jaka miała miejsce między zespołem autorów z Uniwersytetu Kalifornijskiego w Berkeley [10] a konstruktorami z firmy MDI [3].

Po przeprowadzeniu odpowiednich obliczeń autorzy [10] sformułowali wniosek, że samochód na sprężone powietrze jest znacznie mniej efektywny i produkuje więcej gazów cieplarnianych niż konwencjonalny samochód zasilany gazem LPG. Drugi wniosek jest bardziej pomyślny: napęd hybrydowy pneumatyczno-spalinowy byłby obecne wykonalny i opłacalny – mógłby konkurować ze współczesnymi hybrydami elektryczno-spalinowymi. Konstruktorzy z firmy MDI nie zgadzają się jednak z tymi wnioskami [3], twierdząc, że na Uniwersytecie Kalifornijskim uczeni porównują obiekty nieporównywalne.

dr hab. inż. Jerzy Iwaszko

Wydział Inżynierii Produkcji
Instytut Mechaniki i Poligrafii Politechniki Warszawskiej
jerzyIwaszko@wp.pl

Literatura

1. www.tramwayinfo.com
2. www.teberia.pl
3. www.mdi.lu
4. www.engineair.com.au
5. ww.energin.com
6. **Iwaszko J.:** Dwusiłownikowy silnik pneumatyczny. Politechnika Warszawska, Instytut Mechaniki i Konstrukcji Wydziału Inżynierii Produkcji. Sprawozdane 501/G/1101/0218, niepublikowane.
7. **Iwaszko J.:** Silnik pneumatyczny zbudowany z wykorzystaniem siłowników pneumatycznych. Referat na seminarium Innowacje-Technologie-Maszyny. Salon Hydrauliki, Pneumatyki i Napędów. Poznań, 9.06.2008 r.
8. **Vogel G., Muehlberger E.:** Fascynujący świat pneumatyki. Festo Polska, 2003.
9. www.regusciair.com
10. **Creutzig F. et al.:** Economic and environmental evaluation of compressed-air cars. Environ. Res. Lett. 4 (2009).



Dzięki innowacyjnej, modularnej budowie komputerowy układ sterowania sprężarek jest jeszcze bardziej wszechstronny i energooszczędny.

Inteligencja w sprężarce: Sigma Control 2

Minęło ponad dziesięć lat, odkąd firma Kaeser Kompressoren zaskoczyła branżę, wprowadzając rewolucyjną innowację: komputer sterujący sprężarką Sigma Control. Obok korzyści w postaci zwiększenia energooszczędności sprężarki, nowością była możliwość powiązania poszczególnych urządzeń między sobą oraz z nadrzędnym systemem zarządzania sprężonym powietrzem. Od tamtego czasu systemy dostarczające sprężone powietrze są rozpatrywane bardziej całościowo, co przekłada się na konsekwentną i długofalową optymalizację parametrów oszczędności i niezawodności instalacji.

Efektywność i komunikacja

Cechami decydującymi o powodzeniu układu Sigma Control były zawsze energooszczędność i zdolności komunikacyjne: zarówno na poziomie sprężarki, jak i z nadrzędnymi systemami sterowania i kierowania. Dokładnie to samo można powiedzieć o modelu SC 2, który jest najnowszą generacją tej serii. Jednak, aby uczynić system Sigma Control jeszcze bardziej uniwersalnym i łatwym w obsłudze, projektanci firmy Kaeser Kompressoren zdecydowali się zbudować system o konstrukcji modularnej. Zastosowany „podział zadań” między główną jednostką sterującą a oddzielnymi modułami wejściowymi i wyjściowymi sprawia, że Sigma Control 2 jest jeszcze bardziej przystępny i łatwy w obsłudze oraz serwisowaniu.

Oprócz tego Sigma Control 2 dysponuje własnym serwerem, który umożliwia bezpośrednią komunikację ze sprężarką poprzez intranet lub internet. Dzięki niemu w ramach usługi teleserwisu można zdalnie sprawdzić i skorygować ustawienia oraz parametry pracy sprężarki, co upraszcza eksploatację i konserwację, jak również daje możliwość regularnego monitoringu wydajności i energooszczędności urządzenia. Dostęp serwisowy jest możliwy ze zwykłego komputera ze standardową przeglądarką www, bez żadnego specjalnego oprogramowania, i jest chroniony hasłem.

Wewnętrzna komunikacja między Sigma Control 2 a sprężarką odbywa się za pośrednictwem modułów wejściowych/wyjściowych (modułów I/O). Liczba wyjść i wejść oraz styków bezpotencjałowych jest indywidualnie konfigurowana pod potrzeby danego typu sprężarki.

Komfort i pewność obsługi

Sigma Control 2 sprawdza się nie tylko w komunikacji z kompresorem. Zadbano również o szybkość i efektywność interakcji z samym użytkownikiem. Główną częścią pulpitu operatorskiego jest duży wyświetlacz alfanumeryczny o wymiarach 256 x 128 pikseli, zawierający osiem wierszy po 30 znaków. Czarno-biała grafika i podświetlenie LED gwaran-

tują optymalną czytelność. Dziewięć diod świecących sygnalizuje pozostałe parametry i stany systemu, natomiast do wprowadzania danych przewidziano 13 przykrytych folią klawiszy, gwarantujących bezbłędne wpisywanie poleceń.

Panel operatorski łączy się bezpośrednio z głównym systemem sterowania (Main Control System, w skrócie MCS), który jest sercem Sigmy Control 2. Jest on wyposażony w cztery interfejsy do aktywnej i pasywnej komunikacji:

1. ze sprężarką (magistrala I/O dla maks. 6 modułów I/O);
2. z regulacją prędkości obrotowej Sigma Frequency Control. Dzięki temu do napędu zarówno sprężarek, jak i wentylatorów można zastosować silniki elektryczne z bezstopniową, sterowaną częstotliwością regulacją prędkości obrotowej;
3. z internetem i/lub sieciami komputerowymi (poprzez interfejs ethernet, 10/100 MBit/s, RJ45);
4. przez rozszerzalny, wtykowy moduł komunikacyjny dla standardów Profibus, Modbus, Profinet i Device-net, umożliwiający komunikację z różnymi systemami kontroli użytkownika.

Karty i chipy

Dla stałego utrzymania energooszczędności sprężarki na wysokim poziomie konieczna jest nieprzerwana dokumentacja wszystkich stanów i parametrów pracy. Zadanie to ułatwia seryjna pamięć systemu SC 2, z której zapisane dane można bardzo łatwo odczytywać lub przenosić na inny komputer. Transfer danych odbywa się szybko i wygodnie za pośrednictwem czytnika kart SD. W ten sam prosty sposób można też instalować aktualizacje oprogramowania SC 2. Aktualizacja jest gotowa w parę chwil, a jednocześnie zachowywane są wszystkie wcześniejsze ustawienia pracy.

Kolejną ważną innowacją systemu Sigma Control 2 jest zintegrowany interfejs RFID (RFID – ang. *Radio Frequency Identification*, czyli identyfikacja radiowa). Służy on do bezpiecznego logowania dla uprawnionych użytkowników i serwisu firmy Kaeser Kompressoren. Rozwiązanie to daje użytkownikowi gwarancję, że dostęp do systemu i jego ustawień będą miały tylko upoważnione osoby.

Nowy układ Sigma Control 2 jest sukcesywnie wdrażany do wyposażenia sprężarek śrubowych Kaeser Kompressoren. Docelowo będzie seryjnym wyposażeniem dla wszystkich wytwarzanych typów sprężarek.

Artykuł promocyjny

Kaeser Kompressoren Sp. z o.o.

www.kaeser.pl

➔ **Ryszard Dindorf**

Oszacowanie oszczędności energii w systemach sprężonego powietrza

W zakładach przemysłowych powinno się dążyć do oszczędności i racjonalizacji zużycia energii sprężonego powietrza.

Wprowadzenie

W oparciu o oszacowane potrzeby przedsiębiorstw można określić, które środki oszczędności energii są opłacalne i możliwe do wdrożenia [4], [5]. Ocenę taką może przeprowadzić wykwalifikowany dostawca usług w zakresie urządzeń i układów sprężonego powietrza w ramach audytu systemu sprężonego powietrza. Ponieważ wiele firm nie ma wewnętrznych służb zajmujących się rozpoznawaniem i rozwiązywaniem tych problemów, dlatego profesjonalny audyt zewnętrzny może pomóc w diagnozowaniu systemów sprężonego powietrza – od procesu wytwarzania poprzez sieć dystrybucji do odbiorców. Kompleksowa kontrola instalacji pneumatycznych może wykazać skalę strat energii oraz przedstawić plan optymalizacji wykorzystania sprężonego powietrza. Audyt energetyczny powinien wykazać sposoby zmniejszenia zużycia energii sprężonego powietrza oraz ocenić potencjał oszczędności energii w zakładowych systemach sprężonego powietrza. Dotychczas nie udało się opracować kompleksowych rozwiązań do racjonalizacji zużycia i efektywnego wykorzystania energii sprężonego powietrza.

Do oszacowania zużycia energii w systemach sprężonego powietrza powinno się przeprowadzić szczegółową analizę stanu systemu oraz możliwości jego usprawnienia.

- ♦ Pierwszym krokiem jest uzyskanie informacji o instalacji sprężonego powietrza: parametrach sprężarki, ciśnieniu w instalacji (za sprężarką, za zespołem uzdatniania powietrza, w zbiorniku i w końcowych punktach instalacji), wartościach ciśnienia i zapotrzebowania powietrza w odbiorcach (w okresie doby, tygodnia, miesiąca, roku).
- ♦ Drugim krokiem jest przeprowadzenie przeglądu, pomiaru i udokumentowania stanu instalacji sprężonego powietrza w celu określenia: mocy sprężarki na dociążeniu i odciążeniu (podczas biegu jałowego), okresu włączania/wyłączania sprężarki, zużycia energii elektrycznej, ciśnienia na wyjściu ze sprężarki, całkowitego wycieku powietrza, temperatury powietrza wlotowego w relacji do temperatury powietrza otoczenia, działania układów regulacyjnych w sprężarce i w systemie sprężonego powietrza, wskaźników zużycia energii w układzie sprężonego powietrza, stopnia wykorzystania całej sieci oraz poszczególnych jego gałęzi (również wyłączonych), ilości wydzielanego kondensatu w sieci dystrybucyjnej i w miejscu poboru powietrza, stanu filtrów, zaworów i przyrządów pomiarowych (mocy elektrycznej, temperatury, ciśnienia, wilgotności względnej i przepływu).

- ♦ Trzecim krokiem jest ocena możliwych do zastosowania środków technicznych do uzyskania redukcji kosztów i oszczędności energii w systemie sprężonego powietrza na podstawie przyjętych wskaźników oceny efektywności eksploatacji instalacji pneumatycznej.

Wskaźniki do oszacowania efektywności eksploatacji systemów sprężonego powietrza

Na podstawie przeprowadzonej inwentaryzacji instalacji sprężonego powietrza można oszacować koszty zużycia energii, straty energii oraz całkowite koszty eksploatacji. Analiza całkowitych kosztów eksploatacji systemów sprężonego powietrza podczas całego życia technicznego urządzenia LCC (ang. *Live Cycle Cost*) wymaga obliczeń i oceny ilościowej za pomocą różnych wskaźników. Na podstawie zebranych danych oraz potrzeb przedsiębiorstwa można określić podstawowe koszty eksploatacji systemów sprężonego powietrza. W obliczeniach podstawowych wskaźników systemu sprężonego powietrza korzysta się z parametrów podanych przez producenta sprężarek lub na podstawie danych zebranych u użytkownika. Koszt sprężonego powietrza zależy od wielkości zakładu produkcyjnego, stopnia wykorzystania odbiorców, mocy i wydajności sprężarki, kosztów pracy (robocizny), kosztów części zamiennych i materiałów eksploatacyjnych (oleje, smary itp.), kosztów energii elektrycznej lub paliwa, kosztów amortyzacji i kredytów. Na koszty sprężonego powietrza mają wpływ także: praca sprężarki na biegu jałowym (zużycie energii sięga 25-30% nominalnego zużycia), zakres ciśnienia zasilającego, tryb pracy sprężarki, spadki ciśnienia i przecieki w instalacji, straty w odbiorcach. W systemach sprężonego powietrza występuje dodatkowe zużycie energii związane z uzdatnianiem powietrza [2].

Do oszacowania kosztów eksploatacji systemów sprężonego powietrza określa się wydajność objętościową sprężarki, objętość sprężonego powietrza i koszt jego wytworzenia.

Wydajność sprężarki

Normalna wydajność sprężarki w normalnych warunkach fizycznych lub STP (Standard Temperature and Pressure) określona jest w temperaturze $T_N = 273,15$ K (0 °C) i przy ciśnieniu $p_N = 101,325$ kPa. Wydajność normalna q_N sprężarki (w normalnych jednostkach wydajności: Nm^3/min , Nm^3/s , Nm^3/h lub Nm^3/s) jest przeliczana do warunków pracy panujących przy swobodnym wydatku powietrza FAD (ang. *Free Air Delivery*), np. w standar-

dowych warunkach pracy sprężarki ciśnienie wlotowe $p_a = 100 \text{ kPa}$ (1 bar), a temperatura wlotowa $T_a = 293,15 \text{ K}$ ($20 \text{ }^\circ\text{C}$); wtedy wydajność sprężarki wynosi:

$$q_v = q_N \frac{p_N T_a}{p_a T_N} \text{ m}^3/\text{s}$$

Wydajność sprężarki, przy swobodnym wydatku powietrza (FAD), jest mierzona metodami ustalonymi w normie PN-ISO 1217. Podczas próby napełniania zbiornika wydajność sprężarki oblicza się według wzoru:

$$q_{FAD} = \frac{V (p_2 - p_1) T_1}{p_N t T_2} \text{ m}^3/\text{s}$$

gdzie:

- V – objętość zbiornika, osuszacza i instalacji,
- p_N – ciśnienie w warunkach normalnych fizycznych,
- p_1 – ciśnienie początkowe,
- p_2 – ciśnienie końcowe sprężonego powietrza,
- T_1 – temperatura początkowa,
- T_2 – temperatura końcowa (po sprężeniu powietrza),
- t – czas sprężania powietrza od ciśnienia p_1 do p_2 .

Objętość sprężonego powietrza wytworzona przez sprężarkę w skali roku:

$$V_{sp/rok} = q_{FAD} \times H \text{ m}^3/\text{rok}$$

gdzie: H – czas pracy sprężarki w roku.

Koszt wytworzenia sprężonego powietrza:

$$K_{sp} = \frac{(P_s + P_{os}) \times C_e}{q_{FAD}} \text{ zł}/\text{m}^3$$

gdzie:

- P_s – moc sprężarki w kW,
- P_{os} – moc osuszacza w kW,
- C_e – cena energii zł/kWh,
- q_{FAD} – wydajność sprężarki w m^3/h .

Dla użytkownika rzeczywiste koszty wytworzenia sprężonego powietrza są dużo wyższe, ponieważ uwzględniają koszty eksploatacji oraz stopień wykorzystania sprężonego powietrza:

$$K_{sp} = \frac{(P_s + P_{os}) \times C_e \times w_d}{q_{FAD} \times \sigma} \text{ zł}/\text{m}^3$$

gdzie:

- w_d – współczynnik dodatkowych kosztów, np. $w_d = 1,428$ przy założeniu 70% kosztów energii w ogólnych kosztach eksploatacji sprężarki,
- σ – stosunek zużycia sprężonego powietrza do wydajności sprężarki.

Do oszacowania kosztów eksploatacji systemów sprężonego powietrza stosuje się następujące wskaźniki oceny:

1. Wskaźnik mocy sprężarki W_p , który określa moc sprężarki P_s w kW przypadającą na jednostkę wydajności q_{FAD} w m^3/h :

$$W_p = \frac{P_s}{q_{FAD}} \text{ kW}/\text{m}^3/\text{h} \text{ lub } \text{ kWh}/\text{m}^3$$

2. Wskaźnik wydajności sprężarki W_q , który określa wydajność sprężarki q_{FAD} w m^3/h przypadającą na jednostkę mocy P_s w kW:

$$W_q = \frac{q_{FAD}}{P_s} \text{ m}^3/\text{h}/\text{kW} \text{ lub } \text{ m}^3/\text{kWh}$$

3. Wskaźnik zużycia energii W_e , który określa zużycie energii elektrycznej E_h w kWh przypadającej na jednostkę wydajności q_{FAD} w m^3/h :

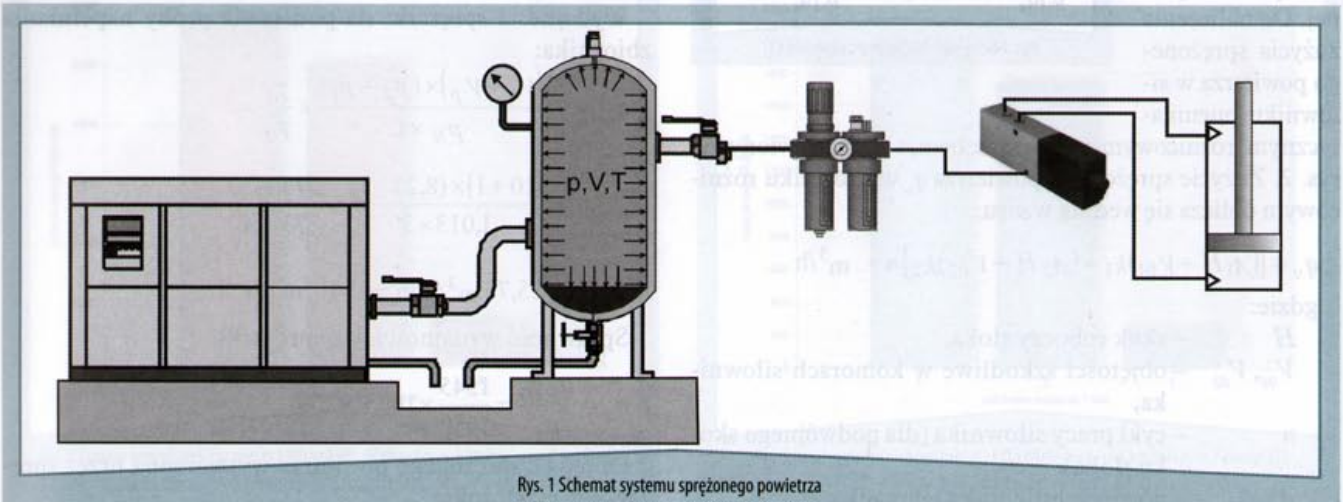
$$W_e = \frac{E_h}{q_{FAD}} \text{ kWh}/\text{m}^3/\text{h}$$

4. Wskaźnik zużycia oleju napędowego W_{OnE} określa, ile litrów oleju napędowego jest zużywanych do wytworzenia 1 kWh energii:

$$W_{OnE} = \frac{1}{w_{op} \times \eta_{sp}} \text{ l/kWh}$$

W obliczeniach wartości wskaźnika W_{OnE} wykorzystuje się wartość opałową w_{op} oleju napędowego i sprawność spalania η_{sp} , np. $w_{op} = 11 \text{ kWh}/\text{l}$, a $\eta_{sp} = 0,9$.

5. Wskaźnik zużycia oleju napędowego W_{Onq} określa, ile litrów oleju napędowego jest zużywanych do wytworzenia 1 m^3/h sprężonego powietrza:



Rys. 1 Schemat systemu sprężonego powietrza

$$W_{Onq} = W_{OnE} \times W_p \quad \frac{1}{\text{m}^3/\text{h}}$$

6. Wskaźnik emisji dwutlenku węgla (CO_2) W_{CO2E} określa, ile kg dwutlenku węgla wydziela się przy wyprodukowaniu 1 kWh energii. W Polsce wskaźnik ten jest bardzo wysoki ($W_{CO2E} = 0,970 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$), ponieważ energię elektryczną pozyskuje się z węgla brunatnego i kamiennego. W Unii Europejskiej średnia emisja dwutlenku węgla jest na poziomie $W_{CO2E} = 0,435 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$.

7. Wskaźnik emisji dwutlenku węgla (CO_2) W_{CO2q} określa, ile kg dwutlenku węgla wydziela się przy wytwarzaniu 1 m^3/h powietrza:

$$W_{CO2q} = W_{CO2E} \times W_p \quad \frac{\text{kg CO}_2}{\text{m}^3/\text{h}}$$

Oszacowanie zużycia energii w odbiornikach

Do oszacowania kosztów eksploatacji systemu sprężonego powietrza w siłownikach posłużono się schematem instalacji przedstawionej na rys. 1. W obliczeniach nie uwzględniono dodatkowych kosztów związanych z obsługą sprężarki i instalacji pneumatycznej. Oszacowanie zużycia sprężonego powietrza w odbiornikach (siłownikach, silnikach) jest konieczne do określenia wydajności sprężarki i objętości zbiornika, a także do oszacowania kosztów zużycia energii. Ze względu na znormalizowane wymiary średnic tłoków i tłoczek zwykle dobierane są siłowniki znacznie przewymiarowane, które zużywają więcej sprężonego powietrza niż wynikałoby to z potrzeb procesu sterowania. Przez indywidualne dopasowanie ciśnienia do każdego siłownika (grupy siłowników) można znacznie zredukować zapotrzebowanie sprężonego powietrza w danym układzie pneumatycznym [1]. Ponieważ zróżnicowanie ciśnienia w układach pneumatycznych uzyskuje się przez zastosowanie regulatorów ciśnienia – zaworów redukcyjnych,

dlatego wymagane jest zaprojektowanie dodatkowych równoległych obwodów sieci pneumatycznej. Do obliczenia zużycia sprężonego powietrza w siłowniku pneumatycznym różnicowym przyjęto schemat przedstawiony na rys. 2. Zużycie sprężonego powietrza q_v w siłowniku różnicowym oblicza się według wzoru:

$$q_v = [(A_1 H + V_{01})k_1 + (A_2 H + V_{02})k_2]n \quad \text{m}^3/\text{h}$$

gdzie:

- H – skok roboczy tłoka,
- V_{01}, V_{02} – objętości szkodliwe w komorach siłownika,
- n – cykl pracy siłownika (dla podwójnego skoku tłoka),
- A_1, A_2 – powierzchnie tłoka siłownika;

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D^2 \quad A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

gdzie:

- D, d – średnia tłoka i tłoczyska,
- k_i – stopień sprężania w komorach siłownika;

$$k_i = \frac{p_i + p_a}{p_a}$$

gdzie: p_1, p_2 – ciśnienie w komorach siłownika.

Zużycie powietrza w siłownikach pneumatycznych oblicza się także na podstawie jednostkowego zużycia powietrza q_i według nomogramów lub przyjmuje według danych producenta.

Moc odpowiadająca zużyciu energii elektrycznej na godzinę przez siłownik:

$$P_c = q_{vN} \times W_p \quad \text{kW}$$

Energia elektryczna zużyta przez siłownika w skali roku:

$$E_{hc} = P_c \times H \quad \text{kWh/rok}$$

gdzie: H – ilość godzin pracy siłownika w roku.

Koszt energii elektrycznej zużytej przez siłownik w skali roku:

$$K_{hc} = E_{hc} \times C_e \quad \text{zł/rok}$$

Do oszacowania kosztów eksploatacji systemu sprężonego powietrza przyjęto następujące dane: moc dociążania sprężarki (podczas sprężania powietrza): $P_s = 150 \text{ kW}$, normalna wydajność sprężarki: $q_N = 1550 \text{ Nm}^3/\text{h}$, objętość zbiornika: $V_z = 10 \text{ m}^3$, objętość przewodów między sprężarką a zbiornikiem: $V_p = 1 \text{ m}^3$, ciśnienie wlotowe do sprężarki: $p_a = 1 \text{ bar}$ (100 kPa), temperatura wlotowa do sprężarki: $T_a = 293,15 \text{ K}$ (20 °C), ciśnienie początkowe w zbiorniku: $p_1 = 1 \text{ bar}$ (100 kPa), ciśnienie końcowe w zbiorniku: $p_2 = 8,25 \text{ bara}$ (825 kPa), czas napełniania zbiornika: $t = 3 \text{ min}$, czas pracy sprężarki w roku: $H = 8000 \text{ h}$.

Wydajność sprężarki w założonych warunkach pracy:

$$q_v = \frac{q_N \times p_N \times T_a}{T_N \times p_a} = \frac{1550 \times 1,01325 \times 293,15}{273,15 \times 1} = 1680 \text{ m}^3/\text{h}$$

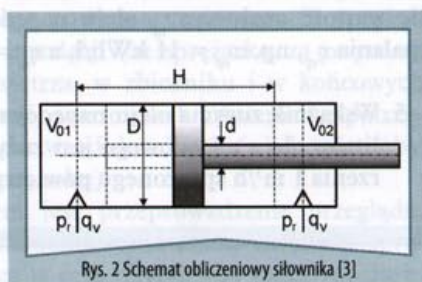
Wydajności sprężarki na podstawie próby napełniania zbiornika:

$$\begin{aligned} q_{FAD} &= \frac{(V_z + V_p) \times (p_2 - p_1)}{p_N \times t} \times \frac{T_1}{T_2} = \\ &= \frac{(10 + 1) \times (8,25 - 1)}{1,013 \times 3} \times \frac{273 + 30}{273 + 40} = \\ &= 25,75 \text{ m}^3/\text{min} = 1545 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Sprawność wydajnościowa sprężarki:

$$\eta_q = \frac{q_{FAD}}{q_v} = \frac{1545}{1680} \times 100 = 92 \%$$

Objętość sprężonego powietrza wytworzona przez sprężarkę w ciągu roku:



Rys. 2 Schemat obliczeniowy siłownika [3]

$$V_{sp/rok} = q_{FAD} \times H = 1545 \times 8000 = \\ = 12\,360\,000 \text{ m}^3/\text{rok}$$

Wskaźnik mocy sprężarki – moc sprężarki na jednostkę wydajności:

$$W_p = \frac{P_s}{q_{FAD}} = \frac{150}{1545} = 0,097 \text{ kW}/\text{m}^3/\text{h}$$

Wskaźnik wydajności sprężarki – wydajność sprężarki na jednostkę mocy:

$$W_q = \frac{q_{FAD}}{P_s} = \frac{1545}{150} = 10,3 \text{ m}^3/\text{h}/\text{kWh}$$

Koszty wytworzenia 1 m³/h sprężonego powietrza:

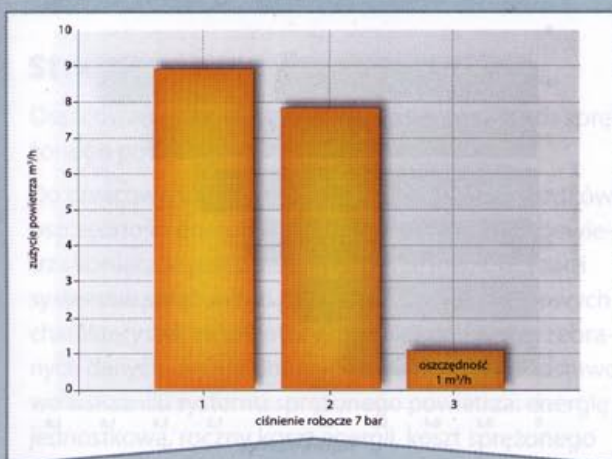
$$K_{sp} = \frac{(P_{s1} + P_{os}) \times C_e \times w_d}{q_{FAD} \times \sigma} = \\ = \frac{(150 + 5) \times 0,46 \times 1,428}{1545 \times 0,5} = 0,13 \text{ zł}/\text{m}^3/\text{h}$$

Do oszacowania zużycia energii w siłownikach pneumatycznych przyjęto następujące dane: średnica tłoka $D = \varnothing 80 \text{ mm}$, średnicy tłoczyśka $d = \varnothing 25 \text{ mm}$, skok $H = 200 \text{ mm}$, objętości martwe w siłowniku $V_{o1} = 30 \text{ cm}^3$,

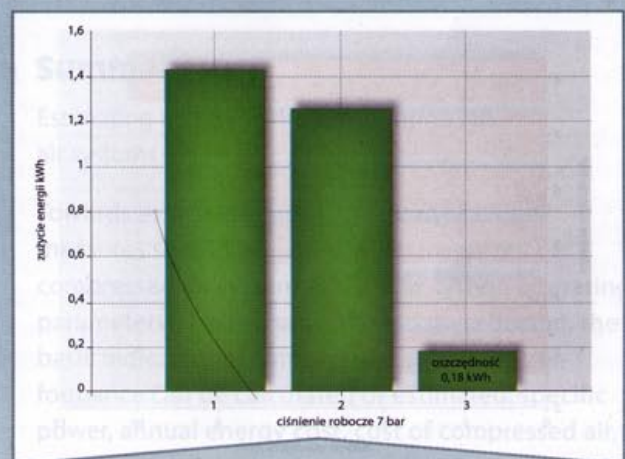
$V_{o2} = 35 \text{ cm}^3$, nadciśnienie zasilania $p = 6 \text{ bar}$ ów, temperatura zasilania $T = 300 \text{ K}$, ciśnienie atmosferyczne $p_a = 1,01315 \text{ bara}$, cykl pracy $n = 12 \text{ cykli}$ na minutę, czas pracy – 16 godzin dziennie i 230 dni w roku.

Oszacowanie oszczędności energii po redukcji ciśnienia w siłowniku

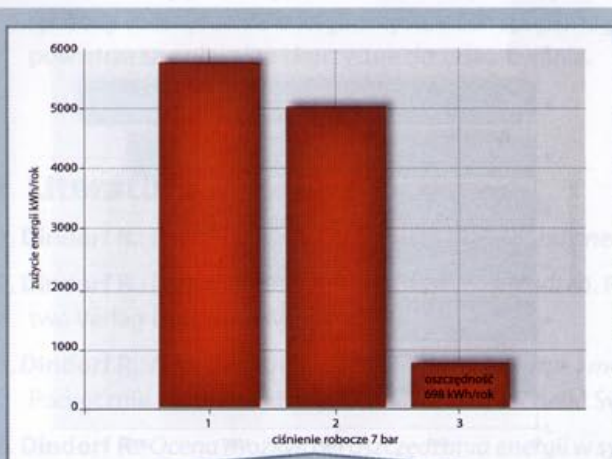
W układach sterowania pneumatycznego dąży się do zróżnicowania ciśnienia w komorach siłownika w zależności od jego kierunku ruchu – dla ruchu roboczego i ruchu powrotnego. Dla oszacowania zużycia sprężonego powietrza i kosztów energii elektrycznej przeprowadzono obliczenia dla przykładowego energooszczędnego układu sterowania napędu pneumatycznego z optymalizacją ciśnienia w siłowniku pneumatycznym, po zastosowaniu zaworu redukcyjno-zwrotnego. Schemat energooszczędnego układu sterowania napędu pneumatycznego przedstawiono na rys. 3. W analizowanym przypadku zawór redukcyjno-zwrotny umieszczono na wlocie do prawej komory siłownika dwustronnego działania. Zawór redukcyjny umożliwia zmianę ciśnienia w prawej komorze siłownika, podczas jego ruchu powrotnego. Porównano wyniki obliczeń dla jednakowego ciśnienia w obu komorach siłownika: w le-



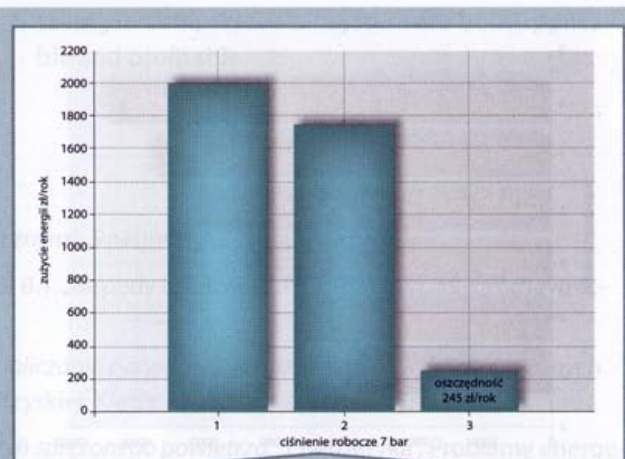
Rys. 4 Zużycie sprężonego powietrza w m³/h dla ciśnienia $p_1 = 7 \text{ bar}$ ów i $p_2 = 7 \text{ bar}$ ów (1), dla ciśnienia $p_1 = 7 \text{ bar}$ ów i $p_2 = 4 \text{ bary}$ (2), oszczędność sprężonego powietrza (3)



Rys. 5 Zużycie energii elektrycznej w kWh dla ciśnienia $p_1 = 7 \text{ bar}$ ów i $p_2 = 7 \text{ bar}$ ów (1), dla ciśnienia $p_1 = 7 \text{ bar}$ ów i $p_2 = 4 \text{ bary}$ (2), oszczędność energii (3)

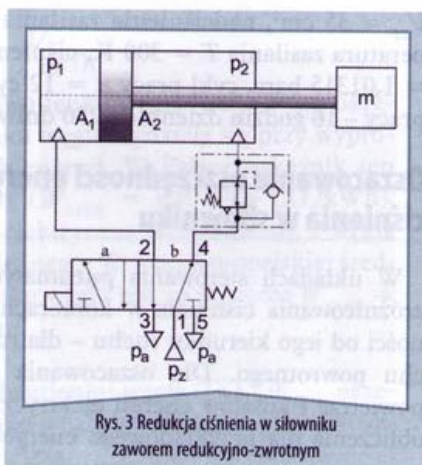


Rys. 6 Zużycie energii elektrycznej w kWh/rok dla ciśnienia $p_1 = 7 \text{ bar}$ ów i $p_2 = 7 \text{ bar}$ ów (1), dla ciśnienia $p_1 = 7 \text{ bar}$ ów i $p_2 = 4 \text{ bary}$ (2), oszczędność energii (3)

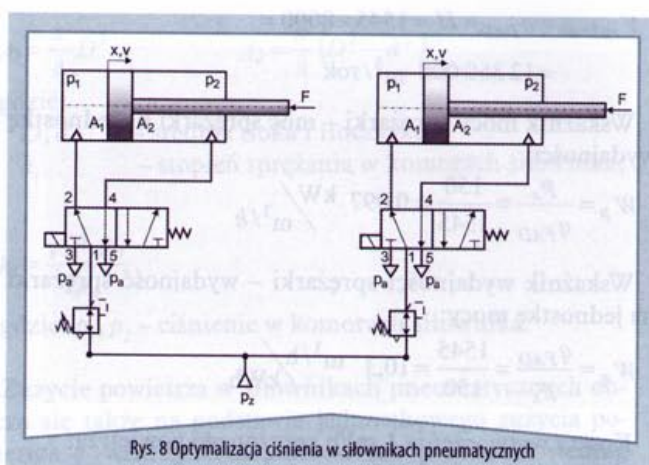


Rys. 7 Koszty energii elektrycznej w zł dla ciśnienia $p_1 = 7 \text{ bar}$ ów i $p_2 = 7 \text{ bar}$ ów (1), dla ciśnienia $p_1 = 7 \text{ bar}$ ów i $p_2 = 4 \text{ bary}$ (2), zysk (3)

wej komorze $p_1 = 7$ barów i w prawej komorze $p_2 = 7$ barów oraz dla różnicowego ciśnienia w komorach siłownika: w lewej komorze $p_1 = 7$ barów, a w prawej komorze $p_2 = 4$ bary. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń porównano zużycie sprężonego

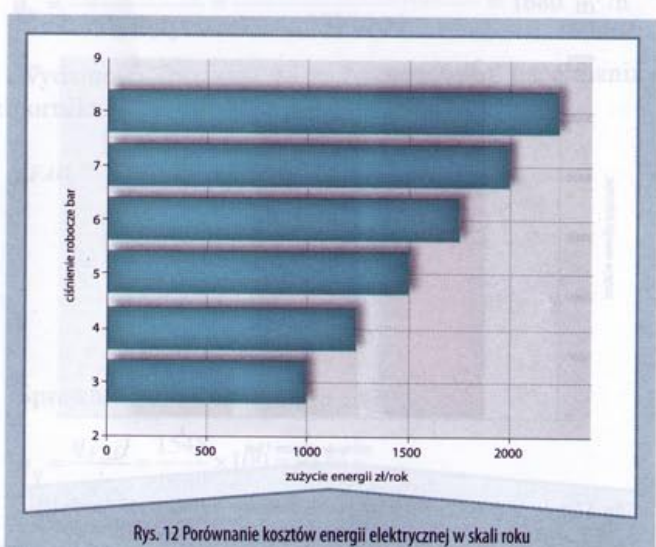
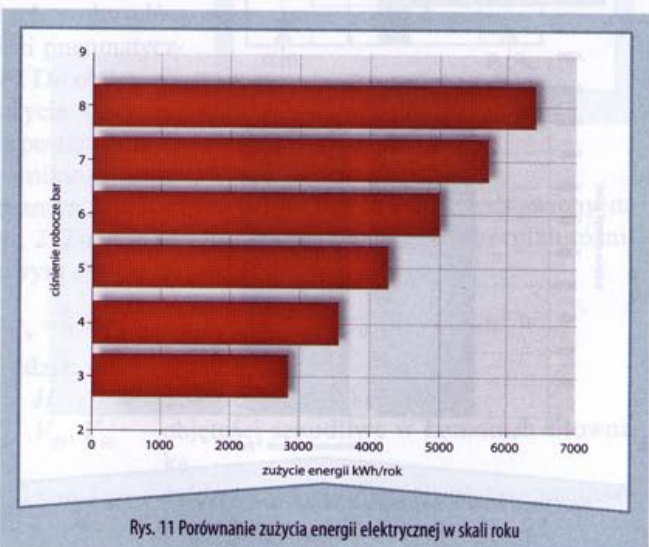
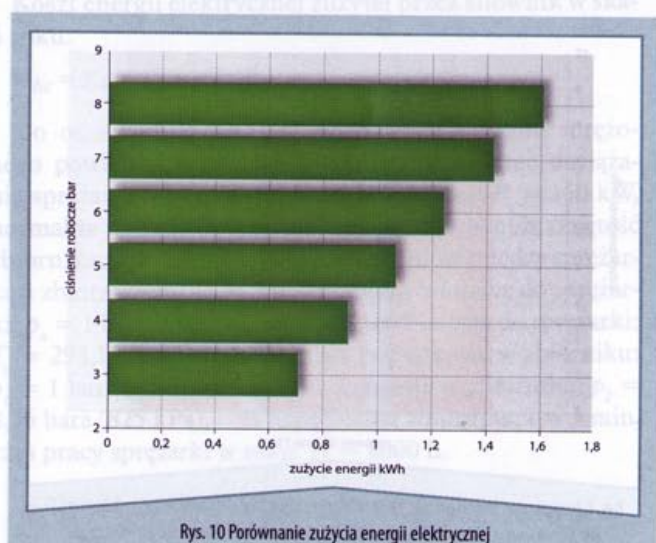
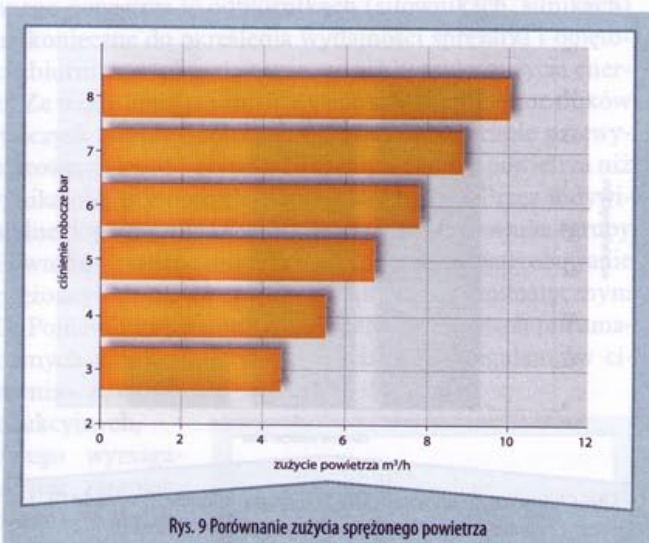


powietrza w m^3/h (rys. 4), zużycie energii elektrycznej w kWh (rys. 5), zużycie energii elektrycznej w kWh/rok (rys. 6), koszty energii elektrycznej w zł na rok (rys. 7). Wyniki zamieszczono w postaci wykresów słupkowych: słupek 1 dotyczy jednakowego ciśnienia w obu komorach siłownika, słupek 2 dotyczy zróżnicowanego ciśnienia w komorach siłownika, a słupek 3 dotyczy różnicy wyników przedstawionych w słupkach 1 i 2.



Oszacowanie oszczędności energii w wyniku optymalizacji ciśnienia w siłownikach

Energooszczędne sterowanie napędów pneumatycznych jest możliwe przez indywidualne stopniowanie ciśnienia roboczego w siłownikach pneumatycznych. Schemat układu sterowania dwóch jednakowych siłowników pneumatycznych ze zróżnicowanymi ciśnieniami roboczymi



i regulowanymi (sterowanymi) zaworami redukcyjnymi umieszczonymi przed zaworami rozdzielającymi przedstawiono na rys. 8. Na przykładzie jednego siłownika pneumatycznego z różnym ciśnieniem roboczym (od 3 do 8 barów) porównano zużycie sprężonego powietrza w m³/h (rys. 9), zużycie energii elektrycznej w kWh (rys. 10), zużycie energii elektrycznej w kWh/rok (rys. 11) oraz koszty energii elektrycznej w zł na rok (rys. 12).

Podsumowanie

Efektywne wykorzystanie sprężonego powietrza wymaga kompleksowej analizy kosztów eksploatacji systemu sprężonego powietrza: od jego wytwarzania, dystrybucji do odbiorników. Dla przykładowego systemu sprężonego powietrza przeprowadzono obliczenia kosztów eksploatacji oraz potencjalnych możliwości oszczędności energii w wyniku redukcji ciśnienia zasilającego w siłownikach pneumatycznych. Ilość zużytego powietrza przez siłownik pneumatyczny zależy od długości skoku i powierzchni tłoka, ciśnienia zasilającego, ilości cykli pracy siłownika oraz rodzaju pracy siłownika. Sposób sterowania pracą siłownika pneumatycznego, w którym przy ruchu jałowym stosuje się ciśnienie o mniejszej wartości niż przy ruchu ro-

boczym, daje konkretne oszczędności energii sprężonego powietrza. Energooszczędne metody sterowania są szczególnie przydatne w napędach pneumatycznych urządzeń mobilnych (pojazdy, roboty), w których ograniczony jest zasób energii ze źródła sprężonego powietrza. Przy projektowaniu energooszczędnych napędów pneumatycznych konieczne jest prowadzenie odpowiednich badań przez wyspecjalizowane jednostki naukowo-badawcze, ponieważ pojedynczy projektant nie ma świadomości lub czasu na każdorazowe przeliczenie konkretnych oszczędności w danym układzie sterowania pneumatycznego.

prof. hab. inż. Ryszard Dindorf,
prof. nadzw. Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach,
Zakład Mechatroniki, Wydział Mechatroniki
i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
tel. 41/342 44 81, fax 41/342 45 34
e-mail: dindorf@tu.kielce.pl

➤ Streszczenie

Oszacowanie oszczędności energii w systemach sprężonego powietrza

Do oszacowania możliwych do zastosowania środków oszczędności energii w systemach sprężonego powietrza konieczne jest przeprowadzenie inwentaryzacji systemów sprężonego powietrza oraz podstawowych charakterystyk eksploatacyjnych. Na podstawie zebranych danych można obliczyć lub oszacować podstawowe wskaźniki systemu sprężonego powietrza: energię jednostkową, roczny koszt energii, koszt sprężonego powietrza, przeciek sprężonego powietrza, spadek ciśnienia w instalacji. W oparciu o oszacowane wskaźniki i potrzeby przedsiębiorstwa można określić, jakie sposoby oszczędzania energii w systemach sprężonego powietrza są opłacalne i korzystne do zastosowania.

➤ Literatura

1. **Dindorf R.:** *Energooszczędne sterowanie układami pneumatycznymi*. „Pneumatyka”, nr 2, 2007.
2. **Dindorf R.:** *Poradnik konstruktora maszyn i urządzeń*. Rozdział 8.1. „Napędy i sterowanie pneumatyczne”. Wydawnictwo Verlag Dashofer, Warszawa 2011.
3. **Dindorf R.:** *Napędy płynowe. Podstawy teoretyczne i metody obliczania napędów hydrostatycznych i pneumatycznych*. Podręcznik akademicki. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej. Kielce 2009.
4. **Dindorf R.:** *Ocena możliwości oszczędzania energii w systemach sprężonego powietrza*. „Energetyka”, Problemy energetyki i gospodarki paliwowo-energetycznej, nr 1, 2010.
5. **Dindorf R.:** *Możliwości oszczędzania energii w systemach sprężonego powietrza*. „Napędy i sterowanie”, nr 10, 2010.

➤ Summary

Estimating energy savings in compressed air systems

Towards estimating possible energy savings measures should be established an inventory of compressed air system and major system operating parameters. On the basis of the data collected, the basic indicators of compressed air system performance can be calculated or estimated: specific power, annual energy cost, cost of compressed air, compressed air leaks, pressure drop in a system. An assessment of the indicators and of your company's needs can determine which opportunities energy saving in compressed air system are both applicable and profitable.

Udane targi HPS 2010

21 października w Katowicach zakończyła się kolejna, ósma już edycja Międzynarodowych Targów Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HPS 2010. Są to, zdaniem wystawców, jedyne tego typu targi w Polsce o znaczeniu europejskim.

Na powierzchni ponad 3500 metrów kwadratowych swoją ofertę zaprezentowało ponad 150 firm z Anglii, Czech, Danii, Niemiec, Izraela, Korei Południowej, USA, Portugalii, Szwecji, Rumunii, Włoch, Rosji i Polski. Podczas trwających trzy dni targów 3,5 tysiąca profesjonalnych odwiedzających miało okazję zapoznać się z kompleksową ofertą dostępną na rynku międzynarodowym, m.in. w zakresie elementów i systemów hydraulicznych i pneumatycznych, sterowników, napędów elektrycznych, systemów automatycznego sterowania, hydrauliki siłowej, filtracji, technik pomiarowych i laboratoryjnych, usług inżynierskich, doradztwa technicznego, projektowania i modernizacji systemów automatyzacji produkcji.

Honorowy patronat nad targami objęli: minister gospodarki, wiceprezes Rady Ministrów Waldemar Pawlak, Europejski Komitet Hydrauliki i Pneumatyki CETOP (the European Fluid Power Committee) oraz Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych. Tradycyjnie zorganizowane zostało seminarium naukowo-techniczne pt. „Krajowy, europejski i globalny sektor hydrauliki i pneumatyki maszynowej w okresie przezwyciężania kryzysu”.

Targom towarzyszyły dwa konkursy: „Produkt HPS 2010” oraz „Stoisko HPS 2010”. W pierwszym z nich jury w składzie: dr inż. Henryk Chrostowski – prezes zarządu Izby Gospodarczej Komponentów i Technologii, Jan Musiał – kierownik Zakładu Automatyki i Elektryki PGE Górnictwa i Energetyki Konwencjonalnej SA – Oddział

Elektrowni Bełchatów, Jan Rupik – dyrektor ds. Rozwoju Zabrzańskich Zakładów Mechanicznych SA, Andrzej Gałeczki – główny inżynier energomechaniczny Południowego Koncernu Węglowego, Ryszard Klencz – redaktor miesięcznika „Napędy i Sterowanie” przyznało prestiżowe statuetki, medale i wyróżnienia.

Statuetki Międzynarodowych Targów Katowickich oraz miesięcznika „Napędy i Sterowanie” otrzymali:

- ♦ **Politechnika Gdańska** – za hydrauliczne silniki satelitowe typu SM o małych objętościach roboczych, jako rezultat prac badawczych na nową generacją silników
- ♦ **Bosch Rexroth Sp. z o.o.** – za silnik hydrostatyczny A6VN serii 71, spełniający wymagania przewidziane przez Unię Europejską w 2010 roku
- ♦ **Bosch Rexroth Sp. z o.o.** – za wyspę zaworową „Clean Line” CLO3, w szczególności przeznaczoną dla przemysłu spożywczego i chemicznego.

Medale Międzynarodowych Targów Katowickich otrzymali:

- ♦ **Stosowanie Maszyn** – za hydrauliczne silniki satelitowe typu SM o małych objętościach roboczych (w uzasadnieniu: „Za opracowanie technologii i wdrożenie nowej generacji silników”)
- ♦ **Hektos** – za miniaturowy silnik hydrauliczny MH 450 (w uzasadnieniu: „Za opracowanie silnika hy-





draulicznego o wysokich parametrach eksploatacyjnych)

- ♦ **KAZ** – za elektropneumatyczny rozdzielacz iskrobezpieczny typu EPRI I-KAZ, spełniający wymogi bezpieczeństwa pracy w strefach zagrożonych wybuchem
- ♦ **Hydac Sp. z o.o.** – za agregat OffLine 5/15 cm, umożliwiającą bieżącą kontrolę parametrów cieczy roboczej
- ♦ **Lotos Oil S.A.** – za rozwój rodziny olejów syntetycznych TRANSMIL SYNTHETIC VG 32-460
- ♦ **Rectus Polska Sp. z o.o.** – za oryginalne rozwiązania napędów pneumatycznych łopatkowych do sterowania armaturą przemysłową firmy PURETORQ
- ♦ **Ponar Wadowice S.A.** – za dostosowanie trójdrogowego regulatora przepływu sterowanego proporcjonalnie do potrzeb rynkowych, technicznych i ekonomicznych.

Wyróżnienia otrzymali:

- ♦ **Tubes International Sp. z o.o.** – za opracowanie elektronicznego systemu identyfikacji i nadzoru instalacji

hydraulicznych o dużych możliwościach rozwojowych

- ♦ **Elektro-Automatic S.C.** – za czujnik progowy MV52CMATIC o podwyższonej czułości i niezawodności działania
- ♦ **Pronar Sp. z o.o.** – za innowacyjne wykorzystanie żeliwnych pierścieni tłokowych jako uszczelnienia w siłowniku teleskopowym.

W konkursie na „Stoisko HPS 2010” jury w składzie: Władysław Burzyński – sekretarz Korporacji Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych, Izabela Tarasewicz – redaktor naczelna czasopisma „Hydraulika i Pneumatyka” i Marzena Koczorek – marketing manager Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o. postanowiło przyznać medale firmom HYDAC Sp. z o.o. i WIAK Sp. z o.o., a wyróżnienia firmom Grupa PONAR Silesia i HYDROSTER Sp. z o.o.



Dlaczego warto wybrać siłownik teleskopowy Univer serii RT?



Płynowe siłowniki teleskopowe są oferowane na rynku od kilkudziesięciu lat, jednak w większości przypadków znalazły zastosowanie w układach hydraulicznych. Wersje do zasilania sprężonym powietrzem produkują nieliczne firmy, najczęściej tylko w wersji jednostronnego działania i są trudno dostępne na rynku.

Do wykonania suwu ruchu powrotnego w siłownikach jednostronnego działania wykorzystywana jest najczęściej siła ciężkości podnoszonego przedmiotu, co znacznie

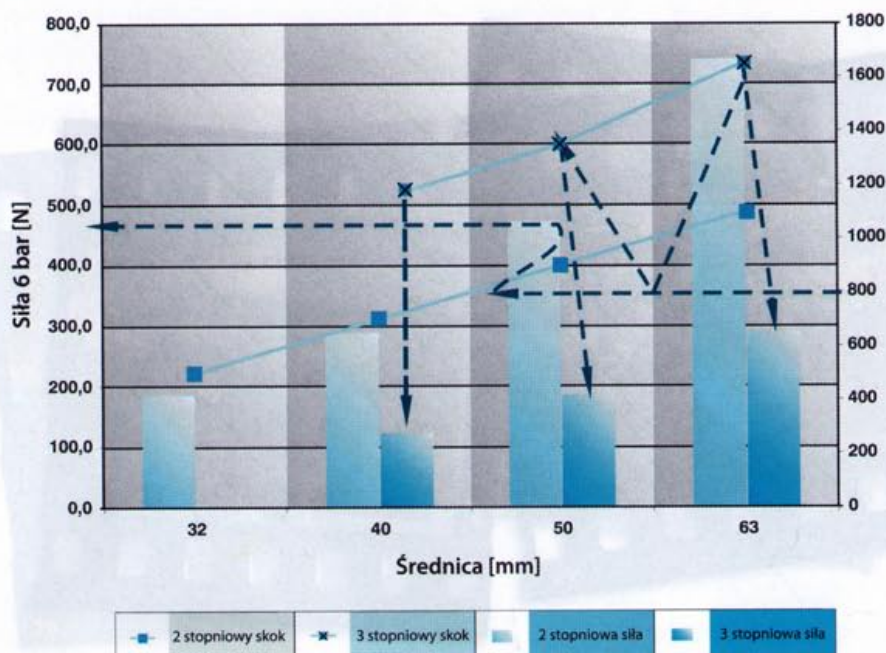
zmniejsza zakres zastosowań tych siłowników.

Pod względem konstrukcyjnym w płynowych siłownikach teleskopowych występuje kilka cylindrycznych tłoków, o coraz mniejszej średnicy, umieszczonych jeden wewnątrz drugiego. Pod wpływem podanego płynu pod ciśnieniem tłoki kolejno się wysuwają. W ten sposób można uzyskać duże przemieszczenie oraz duży skok przy relatywnie małych wymiarach gabarytowych siłownika mierzonych w pozycji wsuniętych tłoków.

Dlaczego siłowniki teleskopowe?

Oferowany przez firmę Univer siłownik teleskopowy jest pneumatycznym siłownikiem dwustronnego działania, a suw ruchu powrotnego jest realizowany przez sprężone powietrze w kilku etapach w zależności od wersji siłownika. Dodatkową zaletą tych siłowników jest zabezpieczenie przed obrotem oraz możliwość wyboru dwóch wersji wykonania: 2-stopniowej oraz 3-stopniowej w zależności od wymaganego skoku i rozwijanej siły. Siłowniki teleskopowe gabaryty profilu zewnętrznego mają bardzo zbliżone do gabarytów siłowników standardowych. Trzeba jednak pamiętać, że siła rozwijana przez siłownik teleskopowy jest równa sile uzyskiwanej na stopniu o najmniejszej średnicy tłoka. Przy tym samym skoku siła rozwijana przez siłownik trójstopniowy jest mniejsza niż przez siłownik dwustopniowy i oczywiście siłownik standardowy, co należy wziąć pod uwagę przy ich doborze.

Na przykład w siłowniku 3-stopniowym o średnicy 50 mm średnica pierwszego tłoka wynosi 50 mm, drugiego tłoka 32 mm i trzeciego 20 mm. Jak już wcześniej wspomniano, siła rozwijana przez siłowniki teleskopowe zależy od średnicy najmniejszego tłoka. Siły uzyskiwane przez siłowniki teleskopowe o tej samej średnicy 50 mm, zasilanych



tym samym ciśnieniem 6 bar wynoszą: dla siłownika 2-stopniowego $F_{max2} = 480$ N, a dla siłownika 3-stopniowego $F_{max3} = 190$ N. Mniejsza siła w siłownikach 3-stopniowych rekompensowana jest możliwością uzyskania dłuższego suwu roboczego, przy jednoczesnym zmniejszeniu zewnętrznej długości siłownika.

Siłownik teleskopowy serii RT

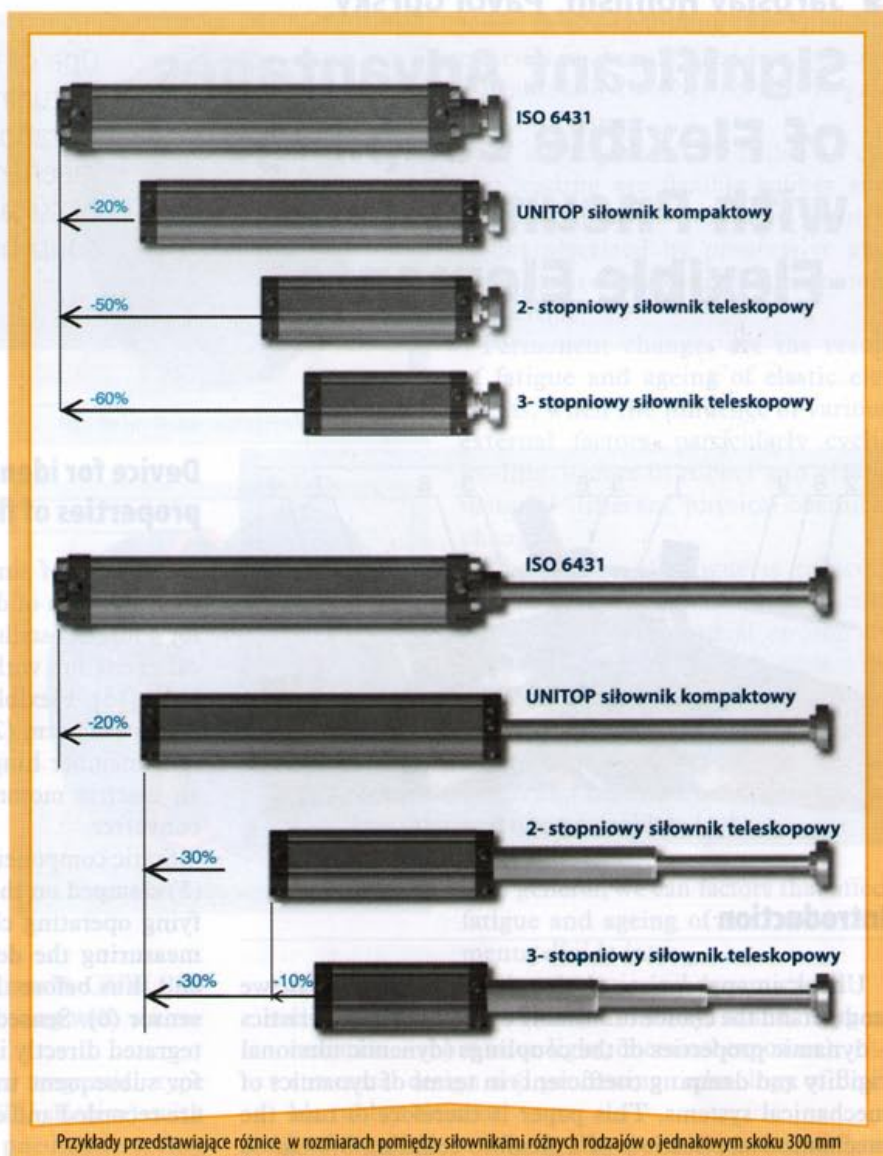
Z tego względu przy doborze siłownika należy zwrócić szczególną uwagę na stawiane wymagania: siłę użyteczną oraz maksymalny skok roboczy. Na wykresie z poprzedniej strony przedstawiono charakterystykę siłowników 2- i 3-stopniowych ukazującą maksymalną siłę i skok w zależności od średnicy siłownika przy ciśnieniu roboczym 6 bar.

Dobór siłownika przebiega w następujący sposób. Załóżmy, że chcemy dobrać siłownik o wymaganym skoku 800 mm.

Wychodząc z wartości skoku 800 mm po prawej stronie wykresu, przemieszczamy się wzdłuż linii przerywanej w lewo, aż do przecięcia się z krzywą suwów roboczych. Z wykresu odczytujemy średnicę siłownika 2-stopniowego równą 50 mm, punkt na krzywej znajdujący się po prawej stronie, oraz średnicę siłownika 3-stopniowego równą 40 mm – najmniejszą z możliwych, gdyż krzywe się nie przecinają i każdy z tych siłowników ma skok powyżej 800 mm. Są to najmniejsze średnice siłownika 2-stopniowego i 3-stopniowego, które spełniają założenie uzyskania skoku roboczego 800 mm.

Oczywiście założenie te spełnia także siłownik 2-stopniowy o średnicy 63 mm, oraz siłowniki 3-stopniowe o średnicy 50 mm i 63 mm. Należy jednak wziąć pod uwagę, że wraz ze wzrostem średnicy siłownika, nie tylko wzrasta jego maksymalna siła użyteczna, ale wzrastają również jego wymiary zewnętrzne.

Tak więc drugim parametrem, który musimy wziąć pod uwagę przy doborze takiego siłownika jest rozwijana siła, która jest mniejsza niż w klasycznych siłownikach o tej samej średnicy. W siłownikach teleskopowych o średnicy 63 mm maksymalny skok dla 2-stopniowego wynosi 1200



mm, natomiast dla 3-stopniowego 1800 mm.

Czym różnią się w zastosowaniu siłowniki teleskopowe od siłowników standardowych? Istotną różnicą, ale i dużą zaletą siłowników teleskopowych jest ograniczenie do minimum przestrzeni zabudowy, które pozwala na ich stosowanie, gdy nie jest możliwe użycie standardowych siłowników oraz siłowników beztluszczowych ze względów konstrukcyjnych.

W porównaniu z typowymi siłownikami ISO o takim samym skoku roboczym, w przypadku siłowników teleskopowych uzyskuje się redukcję wymiaru o około 30-45%. Jedynym ograniczeniem jest tutaj rozwijana siła. Klasycznym przykładem zastosowania siłownika pneumatycznego teleskopowego jest układ podnosze-

nia anteny w telewizyjnych wozach transmisyjnych w celu uzyskania łączności z masztem stacjonarnym.

Jest on tam podstawowym elementem konstrukcyjnym i jako jedyny może zastąpić urządzenie mechaniczne. ■

Artykuł promocyjny

UNIVER

43-300 Bielsko-Biała
ul. Żywiecka 158
tel. 33/814 04 38
fax 0048-33-8140439

pneumatyka@univer.pl
www.univer.pl

➤ Jaroslav Homišin, Pavol Gurský

Significant Advantages of Flexible Couplings with Pneumatic-Flexible Elements

One of the easiest and common ways of tuning the level of the torsional vibration in torsionally vibrating mechanical system is the application of suitably selected flexible shaft couplings.

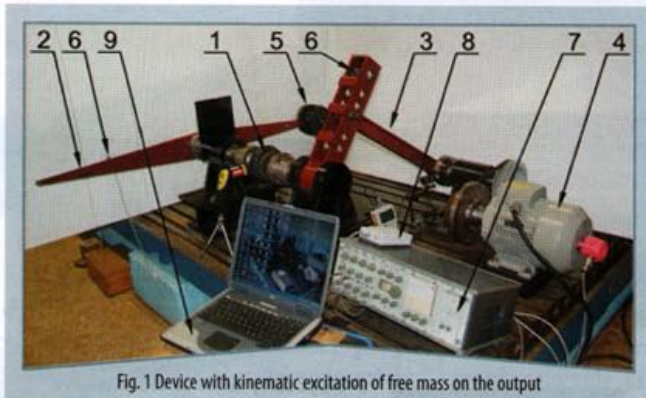


Fig. 1 Device with kinematic excitation of free mass on the output

Device for identification of dynamical properties of flexible shaft couplings

One way of simulation of cyclic loading and also the identification of dynamic properties of flexible couplings for a forced oscillation is to use the device with kinematic excitation with loose material at the outlet (fig. 1) [2], [12], [13]. Flexible coupling (1) is clamped between the load swing arm (2) of the known moment of inertia and four-member hinged mechanism (3), which is driven by an electric motor (4) with speed control via frequency converter.

Static component of load torque is simulated by weights (5) clamped on the one hand, the load swing arm. Identifying operating characteristics of this device consists of measuring the deviations of the input and output arm, and thus before the elastic coupling, via the acceleration sensor (6). Sensed signal is amplified and twice time integrated directly in the amplifier (7). Values of deviations for subsequent treatment with a digital oscilloscope (8) are recorded and evaluated by a computer (9).

Brief description of the investigated flexible couplings

For the purpose of identifying the impact of working cycles of the operating characteristics of flexible couplings and their mutual comparison was used flexible shaft couplings with rubber (fig. 2 and fig. 3), plastic (fig. 4) and pneumatic elastic elements (fig. 5). It should be noted that the size of the investigated flexible couplings is defined as the same nominal torque $M_N = 150 \text{ N.m}$. In the case of pneumatic flexible coupling value of the nominal torque is provided specifically for gaseous media pressure $p = 173 \text{ kPa}$. Figure 6 describes the fact that the in the extent of gaseous medium overpressure $p = 100 \div 600 \text{ kPa}$, the operation of the pneumatic coupling is presented in various characteristics, resulting in different dynamic and its properties.

Specifically, in fig. 2, 3, 4 and 5 are presented the following flexible shaft couplings:

- pin flexible coupling B-flex RB 116-4 (RATH) with four flexible rubber inserts barrel-shaped (fig. 2)
- tyre flexible coupling Periflex® PNA 10R (STROMAG) with cross-cutting flexible rubber tyres stiffened by textile inserts (fig. 3)

Introduction

Under an appropriate choice of flexible couplings, we understand the choice of suitable operating characteristics – dynamic properties of the couplings (dynamic torsional rigidity and damping coefficient) in terms of dynamics of mechanical systems. This paper is therefore to tune the mechanical application of a flexible coupling system so that the extent of its operation mode to avoid dangerous torsional vibrations. The most commonly used materials of the flexible coupling elements are rubber or plastic for their excellent flexibility and cushioning properties. However, their material properties are known for instability of them, especially in cyclic loading. This entails the right to change the operating characteristics of flexible couplings. Due to changes in operating characteristics of the couplings occurs a deviation in formerly tuned torsionally oscillating mechanical system. In this case, the tuning member, which is the flexible shaft coupling, is not able to reduce or even to eliminate the increasing dangerous torsional vibration system. Therefore, there is an increase in dynamic stress throughout the torsionally oscillating mechanical system [7], [9], [12].

With the aim to reduce hazardous torsional vibration, and thereby ensure appropriate tuning, of the system, we propose to apply a flexible coupling, which would work throughout the activity did not change their operating characteristics, especially at cyclic loading.

For this reason, we proceeded to identify a detailed impact of cyclic loading on the operational characteristics of flexible couplings, which will be the main objectives of the scientific article.



Fig. 2 The pin flexible coupling RB 116-4

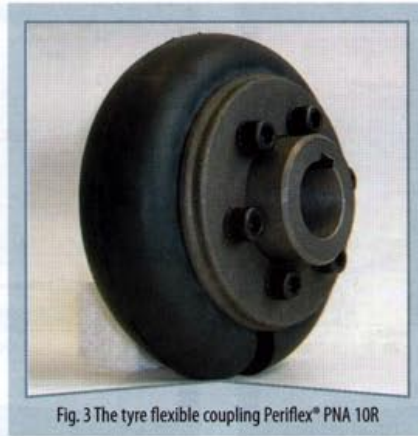


Fig. 3 The tyre flexible coupling Periflex® PNA 10R



Fig. 4 The claw flexible coupling Gurimax® GVW 100



Fig. 5 The pneumatic flexible coupling type 3-1/110-T-C

- ♦ insert claw flexible coupling Gurimax® GVW 100 (STROMAG) with a flexible plastic ring with six round shaped teeth (fig. 4) and
- ♦ pneumatic flexible shaft couplings tangential type 3-1/110-T-C (FENA Katowice – TU Košice) with three single-waved rubber-cord pneumatic-spring elements (fig. 5).

General characteristics of ageing and fatigue of flexible elements in researched couplings

Flexible elements of studied couplings consist of rubber materials (fig. 2 and 3), plastic materials (fig. 4) and rubber-pneumatic material (fig. 5). In the case of pneu-

matic flexible coupling (fig. 5) elastic material is characterized by a gaseous medium and a rubber only cover gaseous medium.

As already mentioned, due to cyclic loading are flexible rubber and plastic materials unstable, which is characterized by progressive and permanent changes in their dynamic properties.

Permanent changes are the result of fatigue and ageing of elastic elements, when the influence of various external factors, particularly cyclic loading, occurs in rubber and plastic material different physical-chemical changes.

The degree of fatigue is reflected stature permanent deformation and temperature, the gradual erosion by rubber and plastics, which ends with the complete decomposition. Therefore, the ageing and life of special rubber flexible elements in the mechanisms and machinery becomes crucial and urgent problem [1].

In general, we can factors that affect fatigue and ageing of the rubber elements, divide into:

- ♦ mechanical action due to static and dynamic load
- ♦ climatic conditions (heat, humidity, ozone, oxygen, radiation – short-wave light, chemical exposure)
- ♦ structural design and processing technology of flexible rubber element

All of these effects during the operation (some of them also outside of operation) operate simultaneously and to interact [1], [6].

It should be remembered that the torsionally oscillating mechanical systems are increasingly stressed pulsating, which is characterized by the amplitude of static and also the amplitude of dynamic component. The results of research carried out by us confirmed the fact that the static and dynamic component of the pulsating flexible

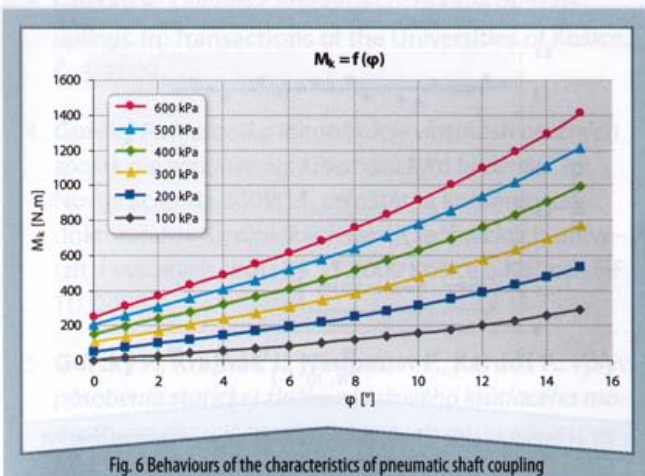


Fig. 6 Behaviours of the characteristics of pneumatic shaft coupling

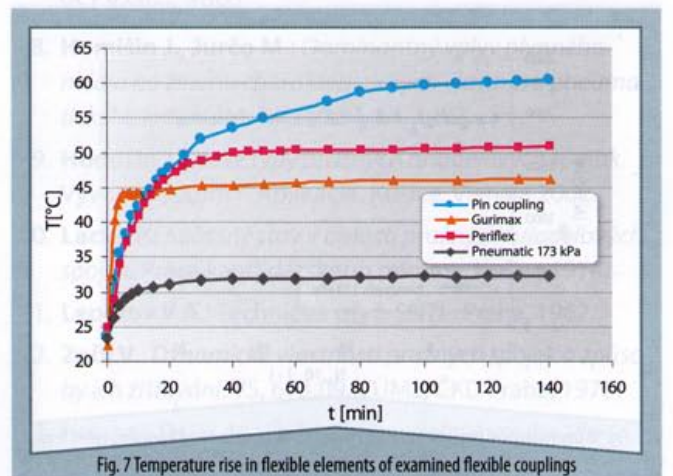
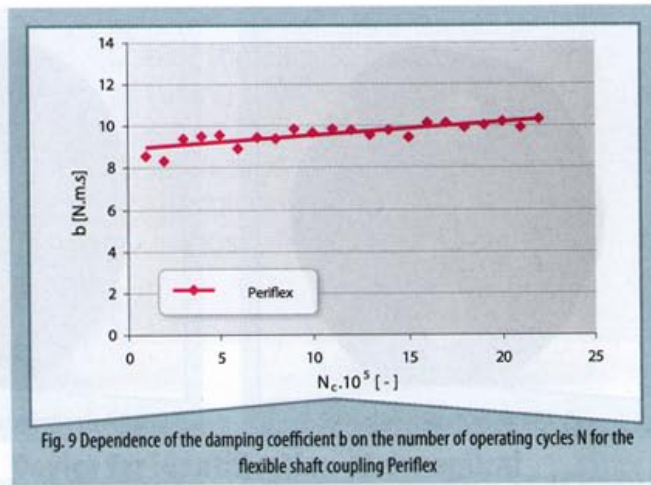
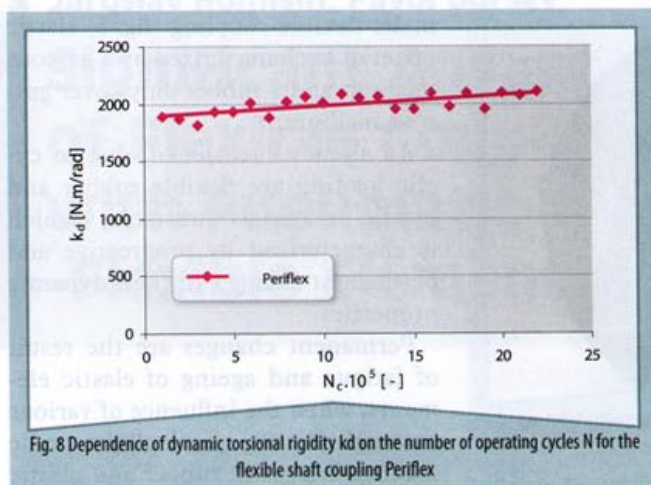


Fig. 7 Temperature rise in flexible elements of examined flexible couplings



element couplings independent effects. Static component is causing the so-called creep [11], while the dynamic component is causing the flexible heating of elements [6]. Therefore it must be under dynamic stress of rubber increased attention to problems related to the amount of temperature, which is a crucial life of rubber.

Therefore, we conducted the experimental measurements, particularly focused on the identification of temperature increases in the elastic elements of the joints caused by the influence of cyclic loading and the number of working cycles.

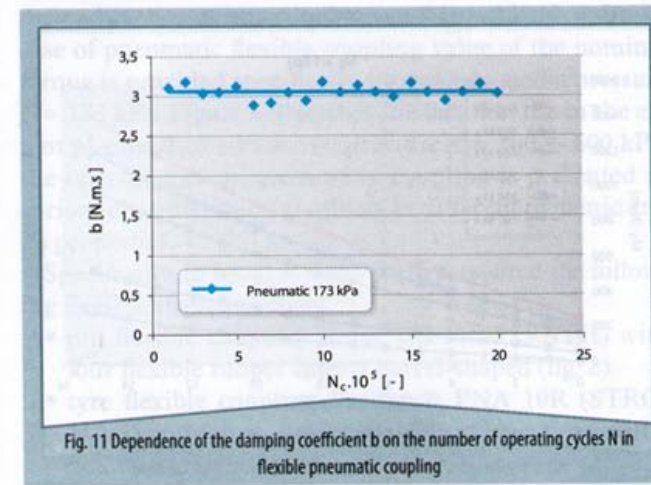
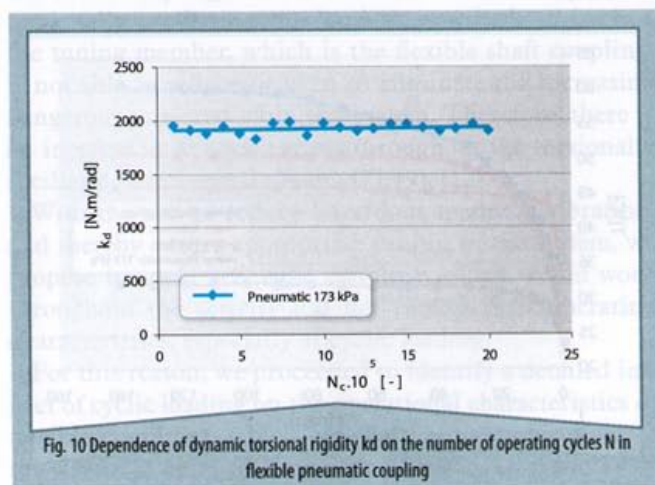
Effect of cyclic loading on the temperature level in elastic elements of researched couplings

Flexible couplings have been studied cyclically loaded on a device for identifying the dynamic properties of flexible shaft couplings (fig. 1). The loading cycle was $N = 100\ 000$ cycles of loading at a frequency $f = 12$ Hz ($n = 720\ \text{min}^{-1}$) with pre-tension $M_N = 150$ Nm. Each flexible coupling has been burdened with an amplitude of about 10% of the maximum angle of twist, which meant for each coupling (coupling Periflex $\varphi_A = 2^\circ$, pneumatic coupling $\varphi_A = 1,5^\circ$, pin and claw coupling $\varphi_A = 1,25^\circ$). Total measurement time was 139 minutes. Measurement of the temperature rise of flexible elements in these conditions (fig. 7) was performed by contact-less thermometer.

Based on this figure it can be concluded that each of the surveyed flexible couplings, except claw coupling, has seen continuous growth temperature elastic element. In the coupling, the highest temperature of elastic elements increases about the first 30 minutes with a gradual stabilization of the temperature. Plastic element of claw flexible coupling seen a sharp temperature rise in the first five minutes and later has stabilized at $T = 46^\circ\ \text{C}$.

Here it is worth noting that flexible couplings generally are not burdened with the actual operation of the large dynamic displacements. On the other hand it is said that flexible couplings are in practice often burdened with higher frequencies and energizing for the security guards working under, which again is not adequate heat dissipation.

Those results, however, give us a good idea of how well certain coupling will behave well in service. It can be clearly concluded that pneumatic flexible coupling is in terms of temperature rise best, which is secured by a pneumatic-flexible container element does not absorb all the energy in the press, and that its walls are thin, with the possibility of good heat dissipation. This gives a good basis for long life and stability of operating characteristics, namely the dynamic torsional rigidity and damping coefficient, pneumatic couplings.



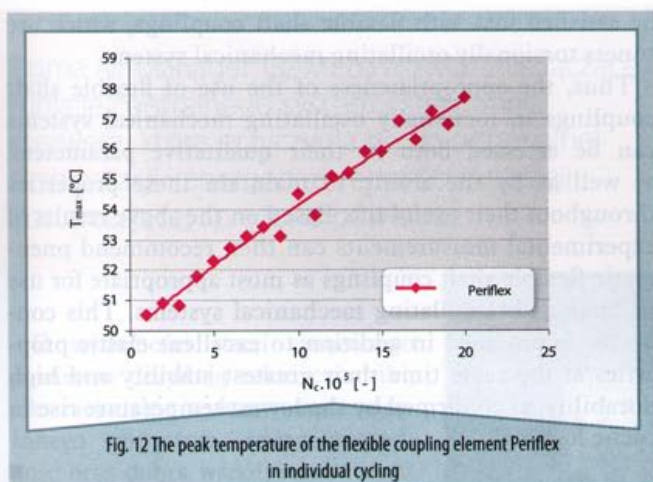


Fig. 12 The peak temperature of the flexible coupling element Periflex in individual cycling

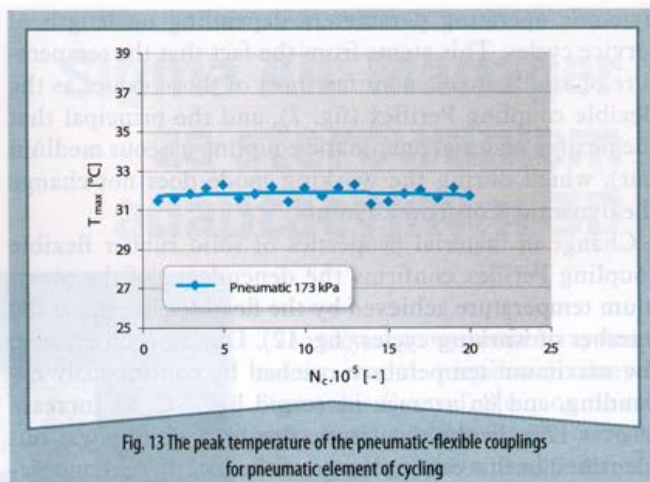


Fig. 13 The peak temperature of the pneumatic-flexible couplings for pneumatic element of cycling

Effect of number of cycles on the temperature values of elastic elements in flexible couplings

Pin flexible coupling and claw, as a result of previous cyclic loading, recorded miniature permanent deformation. After considering the situation we decided that further measurements would be performed only with Periflex flexible coupling and a pneumatic coupling.

Couplings were examined in the next cyclically loaded under the same conditions each time $N = 100\,000$ cycles until $N_c = 2.106$ cycles. The frequency $f = 12$ Hz ($n = 720$ min⁻¹) and the number of working cycles $N_c = 2.106$ cyclic loading time together was 2780 minutes.

Identification of the number of working cycles consisted of measuring of the dynamic operating characteristics before each cyclic loading and the time between cycling has always been about one day. For each cyclic loading

was also monitored the temperature rise of flexible elements and the maximum temperature reached.

The experimental measurements performed during cyclic loading on the flexible coupling Periflex and pneumatic flexible coupling were evaluated according to the dynamic torsional rigidity and damping coefficient on the number of working cycles (fig. 8 ÷ fig. 11).

Based on fig. 8 and fig. 9 can be concluded that the flexible coupling Periflex was reported clear positive change both dynamic operating parameters by an average of almost 10%. If the coupling is possible to declare that it is called cyclic "freezing" of flexible coupling, which is caused by the gradual accumulation of plastic deformation.

According to theoretical assumptions and expectations of pneumatic flexible coupling or recorded no change in

➤ Bibliography

1. **Franta I.:** *Zpracování kaučukových směsí a vlastnosti pryže.* SNTL, Praha, 1969.
2. **Grega R.:** *Identifikácia základných vlastností pneumatickej pružnej spojky diferencnej s autoreguláciou.* DDP, TU v Košiciach, 2002.
3. **Gurský P.:** *Dynamic properties of flexible shaft couplings.* In: Transactions of the Universities of Košice. Č. 3, 2009.
4. **Gurský P.:** *Metodika identifikácie vlastností pružných spojok pre zariadenie s kinematickým buđením.* In: Novus Scientia 2009:11. celoštátna konferencia doktorandov Strojníckych fakúlt technických univerzít a vysokých škôl : 25.11.2009 Košice. - Košice : SJF TU, 2009.
5. **Gurský P., Krajňák J., Neupauer P., Kardoš F.:** *Vplyv pôsobenia statickej zložky záťažového krútiaceho momentu na charakteristické vlastnosti pružných spojok.* In: 51. Medzinárodná vedecká konferencia katedier častí a mechanizmov strojov: zborník referátov: 08.-10.9.2010, Slovenský Raj – Košice: 2010.
6. **Holub J.:** *Přez jako konstrukční materiál.* SNTL, Praha, 1967.
7. **Homišín J.:** *Vplyv pneumatickej pružnej hriadeľovej spojky na torzné kmitanie mechanickej sústavy.* KDP, VŠT Košice, 1989.
8. **Homišín J., Jurčo M.:** *Dominantný vplyv plynného média na zmenu charakteristických vlastností pneumatického ladiča.* IM, 4/1, str.51-57, 1997.
9. **Homišín J.:** *Nové typy pružných hriadeľových spojok.* Vývoj – Výskum – Aplikácia. Košice, Viena 2002.
10. **Lacko P.:** *Súčasný stav v oblasti pružných hriadeľových spojok.* Práca kandidátskeho minima, Košice, 1974.
11. **Lepetov V.A.:** *Technická pryž.* SNTL, Praha, 1962.
12. **Zoul V.:** *Dynamické vlastnosti pružných spojok a spôsob ich zisťování.* VS, 673.09, VÚML, ČKD Praha, 1970.
13. **Norma STN 01 1413:** *Pružné hriadeľové spojky.* Všeobecné požiadavky na skúšky, Praha, 1992.

dynamic operating parameters depending on length of service cycles. This stems from the fact that the temperature of air-elastic element far short of those values as the flexible coupling Periflex (fig. 7), and the principal that the flexible material pneumatic coupling gaseous medium (air), which during the working mode does not change the dynamic properties of joints.

Change of material properties of solid rubber flexible coupling Periflex confirms the dependence of the maximum temperature achieved by the flexible element to the number of working cycles (fig. 12). During each cycling, the maximum temperature reached by continuously expanding, and on average increased by 7° C, an increase of over 12%. In the pneumatic flexible coupling was not identified in this case a change of the maximum temperature reached in the cycling of the element (fig. 13).

Conclusion

Long-time durability of torsionally oscillating mechanical systems are subject to thorough structural design to ensure the best possible tuning system, but also the stability of dynamic conditions, for which the system is tuned. Otherwise, there is the detuning, which can result in significantly higher dynamic stress on various parts of the mechanical system. Condition stability properties should

be satisfied just with flexible shaft couplings, which are tuners torsionally oscillating mechanical system.

Thus, the appropriateness of the use of flexible shaft couplings in torsionally oscillating mechanical systems can be assessed both in their qualitative parameters, as well as by the ability to maintain these properties throughout their useful life. Based on the above results of experimental measurements can then recommend pneumatic flexible shaft couplings as most appropriate for use in torsionally oscillating mechanical systems. This connector is provided in addition to excellent elastic properties at the same time their greatest stability and high durability, as confirmed by the lowest temperature rise in cyclic loading.

Jaroslav Homišin, Pavol Gurský

Department of Machine Parts of Mechanismus,
 Faculty of Engineering, Technical University Košice,
 Letná 9, 040 01 Košice, Slovakia

Streszczenie

Zalety podatnych sprzęgieł pneumatycznych

Dążeniem każdego projektanta urządzeń jest zmniejszenie występujących drgań skrętnych, niekorzystnie wpływających na układ mechaniczny. Problem ten w znacznym stopniu można rozwiązać, stosując sprzęgła elastyczne z odpowiednio dobieganymi parametrami.

Wykorzystywane w nich materiały sprężyste z powodu starzenia i zmęczenia zmieniają swoje własności, co powoduje przestrojenie układu mechanicznego. Biorąc ten fakt pod uwagę, proponuje się zastosowanie w systemach mechanicznych nowych, podatnych sprzęgieł pneumatycznych, które podczas eksploatacji nie tracą swoich pierwotnych charakterystyk i mają pozytywny wpływ na działanie układu mechanicznego.

Summary

The effort of every designer is to reduce the size of the torsional vibration in any mechanical system. Currently this problem is largely ensured through appropriate adjustment of dynamic properties of flexible shaft couplings dynamics of the system. Instability of dynamic properties simultaneously applied flexible couplings, due to ageing and fatigue of their elastic elements, causing detuning mechanical system. Taking into account this fact, we propose to apply the mechanical systems in new developing pneumatic couplings, which during operation do not lose their original performance properties and have a positive impact on the operation of the system.

Významné prednosti pružných spojok s pneumaticko-pružnými elementmi

Snahou každého konštruktéra je znížiť veľkosť torzného kmitania v ľubovoľnej mechanickej sústave. V súčasnej dobe sa tento problém v prevažnej miere zabezpečuje vhodným prispôbením dynamických vlastností pružných hriadeľových spojok dynamike daných sústav. Nestálosť dynamických vlastností súčasne aplikovaných pružných spojok, spôsobená starnutím a únavou ich pružných elementov, zapríčiňuje rozladenie mechanickej sústavy. Berúc do úvahy uvedenú skutočnosť, navrhujeme aplikovať v mechanických sústavách novovyvíjané pneumatické spojky, ktoré počas prevádzky nestrácajú svoje pôvodné prevádzkové vlastnosti a pozitívne vplyvajú na chod daných sústav.

Sigma Air Manager (SAM) to rozwiązanie łączące funkcje centralnego systemu sterowania i serwera, które przyczynia się do optymalnej eksploatacji i energooszczędności instalacji dostarczającej sprężone powietrze.

Sigma Air Manager ze sterowaniem adaptacyjnym 3D

O wydajności stacji sprężonego powietrza decydują takie czynniki, jak: racjonalne wykorzystanie sprężonego powietrza, energooszczędność oraz dobra współpraca wszystkich komponentów instalacji. Właśnie na tym polu doskonale wykazuje się Sigma Air Manager. Ten komputerowy system sterowania umożliwia zarówno monitorowanie całej instalacji, jak i przejrzysty przegląd przebiegających procesów, zużycia energii i kosztów. Zaprezentowana po raz pierwszy na targach w Hanowerze nowa wersja systemu

SAM z opatentowanym sterowaniem adaptacyjnym 3D została zaprojektowana pod kątem optymalizacji trzech najważniejszych czynników energooszczędnej pracy stacji sprężarkowych:

1. strat energii generowanych przez procesy włączania i wyłączenia urządzeń;
2. strat spowodowanych wytwarzaniem ciśnienia przewyższającego bieżące zapotrzebowanie;
3. strat energii elektrycznej przy pracy w trybie jałowym i w przetwornicy częstotliwości.

System SAM na bieżąco analizuje i dobiera optymalną strategię energetyczną, a następnie odpowiednio steruje urządzeniami. Gwarantuje to oszczędną pracę nawet przy ciągle zmieniającym się zapotrzebowaniu na sprężone powietrze. Pozytywnym skutkiem ubocznym jest mniejsza częstotliwość przejść typu: uruchomienie, przełączenie obciążenie/tryb jałowy, wyłączenie.

Oprócz tego sterowanie adaptacyjne 3D systemu SAM poprawia jakość ciśnienia w instalacji. Jak wiadomo, niezwykle ważne jest, aby ciśnienie utrzymywane było stale na minimalnym poziomie wymaganym dla danego procesu. Zaprojektowany przez Kaeser Kompressoren system sterowania 3D pozwala wyeliminować problem z utrzymaniem właściwego ciśnienia, spowodowany stosunkowo długim czasem reakcji sprężarek i dmuchaw (np. czas między sygnałem uruchomienia a momentem dostarczenia ciśnienia).

Nowy system SAM, odpowiednio prognozując i sterując czynnościami przełączania, potrafi skutecznie utrzymywać zadany poziom ciśnienia. Wahania ciśnienia wykraczające ponad aktualne zapotrzebowanie nie mają już miejsca, gdyż system kieruje procesami w sposób płynny i maksymalnie oszczędny. Sterowanie 3D reguluje pracę urządzeń wytwarzających sprężone powietrze w ramach dostępnego zakresu ciśnień, biorąc pod uwagę wyżej wymienione czynniki energooszczędnej pracy.

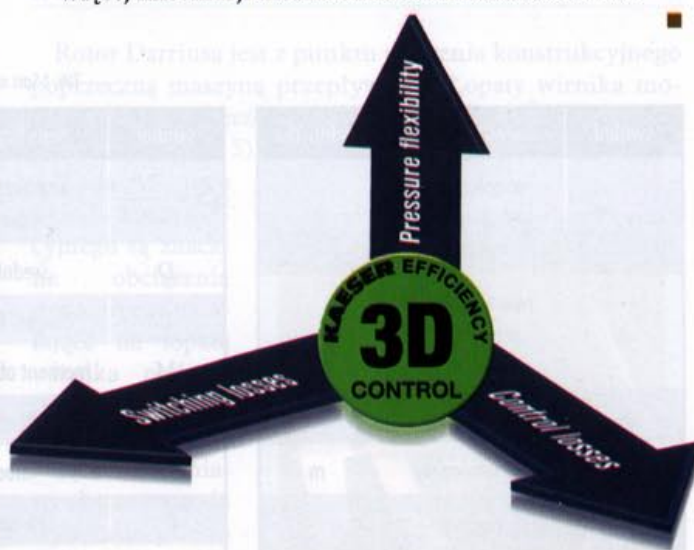


Do seryjnego wyposażenia systemu należy moduł wizualizacji danych Sigma Air Control. Służy on do odczytywania takich parametrów, jak: stan urządzeń, status panelu sterowania SAM, historia ciśnienia w ciągu ostatniego etapu pracy oraz komunikaty o występujących problemach. Natomiast oferowany opcjonalnie program Sigma Air Control Plus rozszerza możliwości systemu o zasięgnięcie danych z okresu do jednego roku wstecz i ich graficzną prezentację. Ponadto system generuje szczegółowy raport o poszczególnych źródłach

kosztów. Użytkownik ma więc przejrzysty dostęp do danych o pracy urządzeń i kosztach, które można wykorzystać np. przy audycie instalacji sprężonego powietrza. Szczególnie interesująca jest funkcja prezentacji wyników wydajności poszczególnych urządzeń w odniesieniu do poziomu referencyjnego – pozwala to szybko ocenić, czy instalacja sprężonego powietrza pracuje dostatecznie oszczędnie.

Zaletą systemu jest również to, że współpracuje ze starszymi urządzeniami (w tym innych producentów) jak i z innymi typami urządzeń. Posiada także funkcję teleserwisu, umożliwiającą zdalną diagnozę problemów.

Więcej informacji można znaleźć na www.kaeser.com.



Artykuł promocyjny

Kaeser Kompressoren Sp. z o.o.

www.kaeser.pl

➤ Piotr Strzelczyk, Zygmunt Szczerba

Turbiny wiatrowe z pionową osią obrotu

Turbiny wiatrowe z osią pionową stanowią najstarszy rodzaj turbin wiatrowych. Pojawiły się najprawdopodobniej na Bliskim i Środkowym Wschodzie około 2000 lat temu. Były to maszyny oporowe [1].

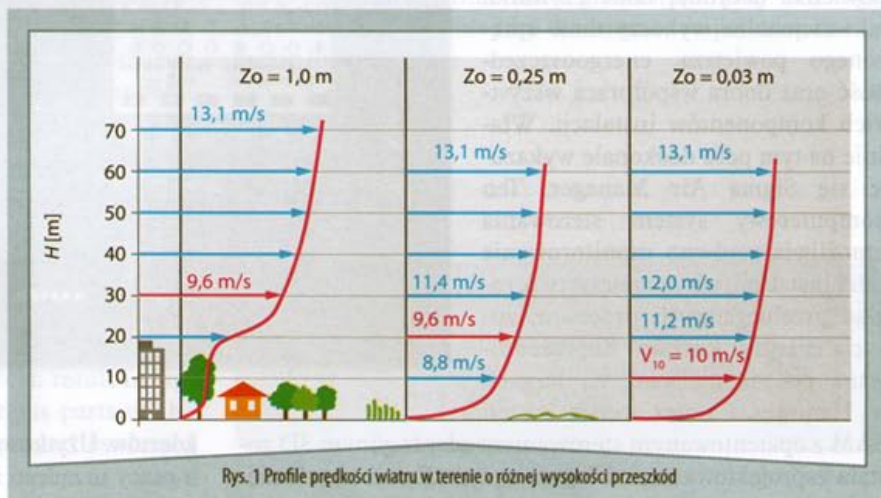
Wstęp

Turbiny wiatrowe z osią pionową zostały wyparte w średniowieczu przez europejskie wiatraki o poziomej osi obrotu. Ten typ turbin jest obecnie dominującym rozwiązaniem w energetyce wiatrowej. W latach 20. pojawiły się turbiny Darriusa, o łopatkach w formie wygiętych skrzydeł zamkniętych na piąście. Dużo prostsze rozwiązanie stanowi konstrukcja turbin Savoniusa. Z nowszych rozwiązań konstrukcyjnych należy wymienić turbiny cykloidalne systemu Kirke-Lazauskas [3].

Turbiny o osi pionowej (VAWT), pomimo niższej sprawności, w porównaniu z turbinami o osi poziomej (HAWT) znalazły się ponownie w kręgu zainteresowania – głównie za sprawą możliwości zastosowania w terenie zurbanizowanym, przede wszystkim w postaci turbin zintegrowanych z budynkami. W tych warunkach mamy do czynienia z silną zmiennością kierunku wiatru, odezwaniami przepływu na liniach dachów

budynków. Oddziaływanie to jest odczuwalne w odległości kilkudziesięciu wysokości budynku i ponad dwóch jego wysokości (rys. 1).

W takich warunkach stosowanie HAWT jest niecelowe – ze względu na ich kierunkową charakterystykę oraz trudności z wkomponowaniem turbiny w strukturę budynku.



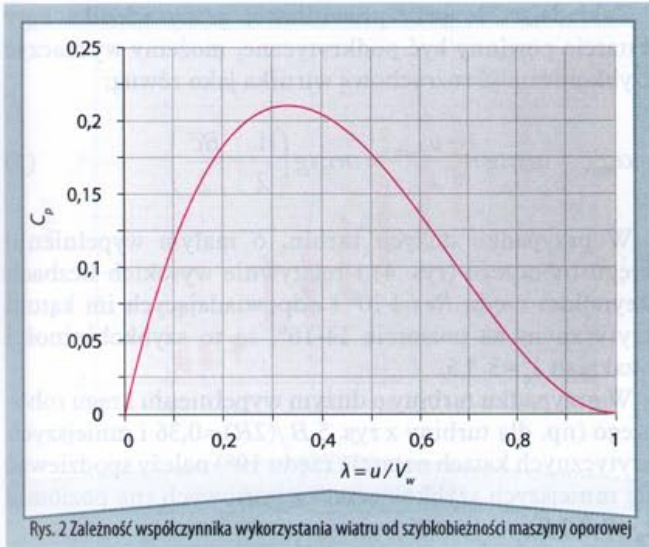
Rys. 1 Profile prędkości wiatru w terenie o różnej wysokości przeszkód

Tab. 1 Spis oznaczeń

symbol	sens fizyczny	jednostka
$a = v_i / V_w$	współczynnik wyhamowania wiatru	
A	pole określane przez łopaty turbiny	
B	liczba łopat	
c	ciężiwa łopaty	m
$\bar{c} = c / R$	ciężiwa bezwymiarowa	
$C_p = \frac{2N}{\rho V_w^3 A}$	współczynnik wykorzystania wiatru, współczynnik mocy	

symbol	sens fizyczny	jednostka
$C_x = \frac{2P_x}{\rho V_w^2 S}$	współczynnik oporu	
D	średnica	m
L	długość łopaty	m
M	moment obrotowy	Nm
n	prędkość obrotowa	min ⁻¹
N	moc	W
P_x	siła oporu	N
r	promień bieżący	m
R	promień wirnika	m
S	powierzchnia łopaty	m ²

symbol	sens fizyczny	jednostka
$U = \omega R$	prędkość unoszenia	m/s
V_w	prędkość wiatru	m
W	prędkość względna	m/s
v_i	prędkość indukowana (wzbudzona) przez wirnik	m
α	kąt natarcia	[°]
$\lambda = \omega R$	współczynnik szybkobieżności	
$\Lambda = L^2 / S$	wydłużenie łopaty	
ρ	gęstość powietrza	kg/m ³
ω	prędkość kątowna wirnika	rd/s



Rotor Savoniusa

Najprostszymi konstrukcyjnie turbinami z pionową osią obrotu są maszyny oporowe w rodzaju wirnika Savoniusa i rozwiązania pochodne. Ich zasadniczą wadą jest słaba zdolność do przetwarzania energii wiatru w pracę użyteczną.

Niska sprawność maszyn oporowych wynika głównie z zasady ich działania. Schemat urządzenia typu oporowego przedstawia rys. 2.

Moc generowana przez ruch powierzchni oporowej jest równa:

$$N = P_x u = \frac{\rho}{2} (V_w - u)^2 u S C_x \quad (1)$$

a współczynnik wykorzystania wiatru:

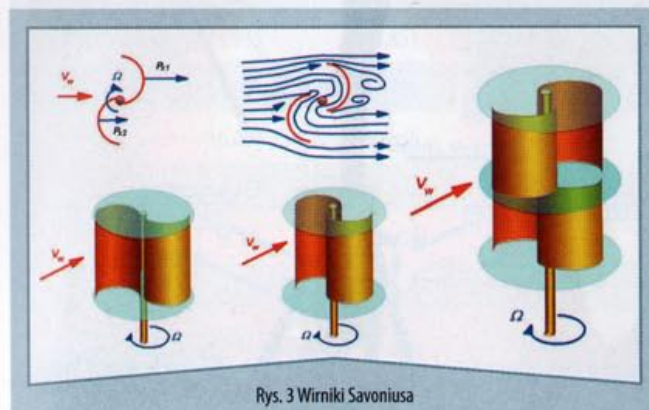
$$C_p = (1 - \bar{u})^2 \bar{u} C_x, \quad \bar{u} = u/V_w \quad (2)$$

Przy czym współczynnik ten osiąga maksymalną wartość dla i i wynosi $C_{pmax} = 4/27 C_x$.

W przypadku powierzchni półwalcowej $C_x = 1,42$ daje to maksymalną wartość: $C_{pmax} = 0,21$.

Jest to połowa wartości osiąganej przez współczesne HAWT. Dla porównania, maksymalny teoretyczny współczynnik wykorzystania wiatru dla turbiny HAWT, określony przez tzw. granicę Betza, wynosi: $C_{pmax} = 16/27 \approx 0,592$, czyli ok. 60%.

Zależność (2) przedstawiono graficznie na rys. 2.



W rzeczywistości zdolność do przetwarzania energii przez wirnik oporowy jest jeszcze mniejsza niż wynikałoby to ze wzoru (2). Przyczyną jest obecność łopaty poruszającej się pod wiatr, zmiany azymutu łopat względem kierunku wiatru oraz nierównomierności rozkładu prędkości. Klasyycznym przykładem wirnika oporowego jest rotor Savoniusa, zilustrowany na rys. 3. W celu zmniejszenia pulsacji momentu obrotowego często stosuje się wirniki podzielone na sekcje przesunięte względem siebie w azymucie lub łopaty skrócone śrubowo.

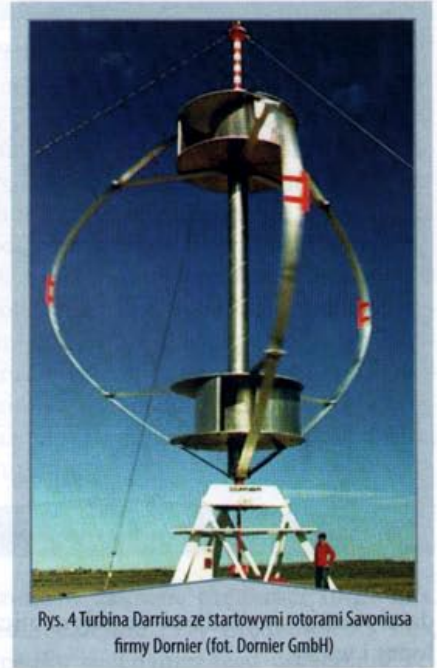
W przypadku wirnika Savoniusa prędkość bezwymiarowa jest tożsama z szybkością wirnika $\bar{u} \equiv \lambda = \omega R/V_w$. Tak więc widać, że szybkość optymalna jest bardzo mała, a to skłania do stosowania dużych przełożeń przy napędzie generatora.

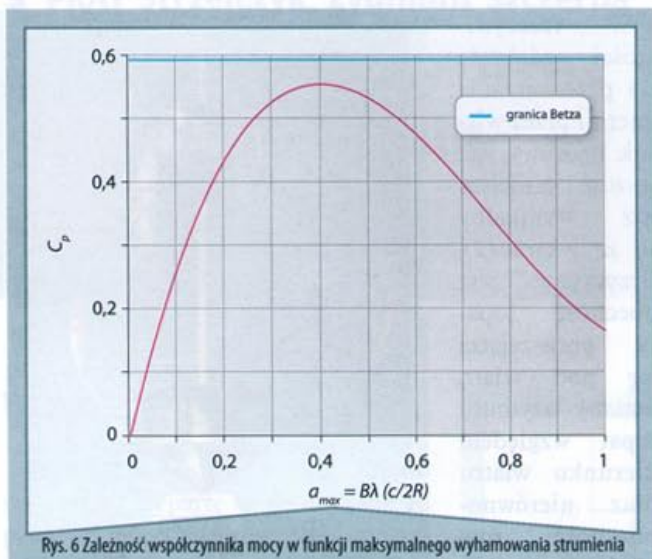
Wirnik typu oporowego może być jednak stosowany jako urządzenie rozruchowe dla VAWT z dużą szybkością, rys. 4.

Rotor Darriusa

Rotor Darriusa jest z punktu widzenia konstrukcyjnego poprzeczną maszyną przepływową. Łopaty wirnika mogą tworzyć powierzchnię zamkniętą (rys. 4) lub otwartą (układ „H” – rys. 5).

Wadą tego układu konstrukcyjnego są znaczne obciążenia dynamiczne działające na łopatę wirnika podczas pojedynczego obrotu, a wynikające ze zmiany kąta natarcia wynikającej ze zmiany kąta natarcia na skutek zmiany azymutu łopaty względem kierunku wiatru, oraz współod-





działywania ze śladami aerodynamicznymi pozostałych łopaty i wieży.

Na podstawie rozszerzonego modelu Wilsona [3], [4], łączącego teorię elementu łopaty z modelem strumieniowym, można wyprowadzić wzór na współczynnik mocy dla B-łopatowego wirnika o rozpiętości jednostkowej:

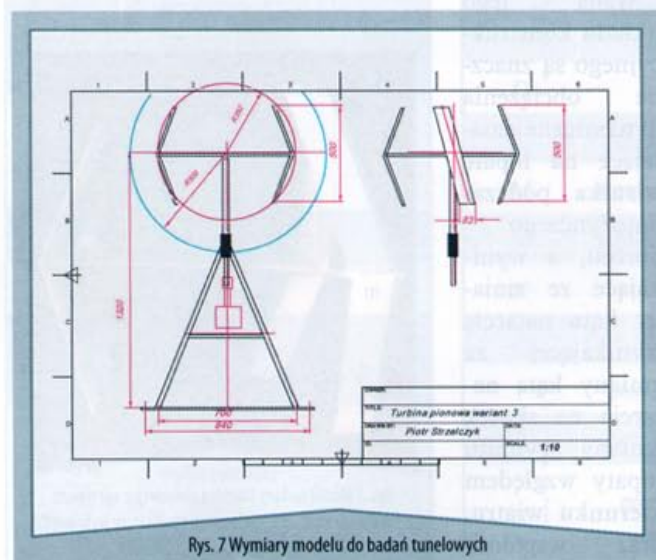
$$C_p^{(id)} = \pi B \bar{c} \lambda \left[\frac{1}{2} - \frac{4}{3\pi} B \bar{c} \lambda + \frac{3}{32} (B \bar{c} \lambda)^2 \right] \quad (3)$$

Wyrażenie to daje maksymalną wartość idealnego współczynnika mocy równą $C_{p \max}^{(id)} = 0,554$ dla wyhamowania strumienia równego $a_{\max} = B \bar{c} \lambda / 2 = 0,401$.

Wartość ta jest niższa od granicy Betza dla wirnika osiowego. Zależność (3) została zilustrowana na rys. 6.

Wspomniany model pozwala też oszacować szybkość startową wirnika przy założeniu, że prawidłową pracę wirnika uzyskuje się dla podkrytycznych kątów natarcia (gdy nie występuje jeszcze utrata siły nośnej). Krytyczny kąt natarcia jest równy [4]:

$$a_{\max} = B \bar{c} \lambda / 2 = 0,401 \quad (4)$$



Zakładając, że przy prawidłowej pracy wirnika kąty natarcia powinny być podkrytyczne, możemy wyznaczyć szybkość startową wirnika jako równą:

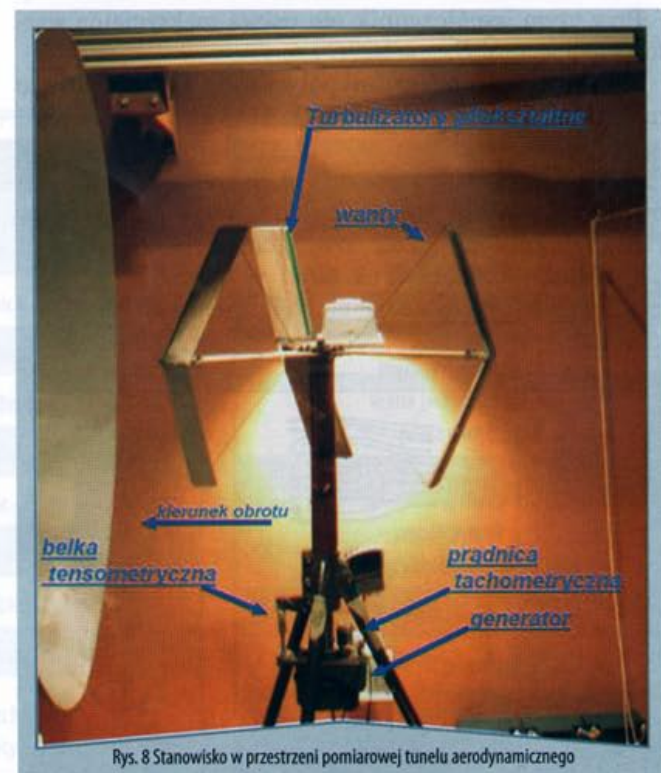
$$\alpha_{\max} = \arctg \frac{1 - a_{\max}}{\lambda} \equiv \arctg \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{B \bar{c}}{2} \right) \quad (5)$$

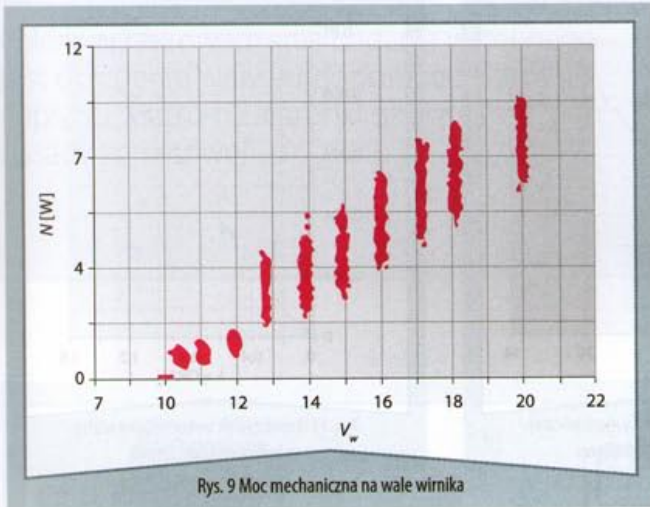
W przypadku dużych turbin, o małym wypełnieniu kręgu roboczego (rys. 4) i relatywnie wysokich liczbach Reynoldsa rzędu $Re = 1 \cdot 10^6$ i odpowiadających im kątom krytycznym na poziomie $14-16^\circ$, są to szybkości z zakresu $\lambda_0 = 3-3,5$.

W przypadku turbiny o dużym wypełnieniu kręgu roboczego (np. dla turbiny z rys. 5 $B \bar{c} / (2R) = 0,36$ i mniejszych krytycznych kątach natarcia rzędu 10°) należy spodziewać się mniejszych szybkości startowych (na poziomie $\lambda_0 = 1,8-1,9$).

Stanowisko do badań modelowych turbiny w układzie „H”

Niżej zostały przedstawione wyniki badań wstępnych turbiny Dariusa z wirnikiem otwartym. Badania przeprowadzono w tunelu aerodynamicznym TA-1000 Politechniki Rzeszowskiej, o maksymalnej prędkości przepływu w przestrzeni pomiarowej równej $V = 45$ m/s. Średnica otwartej przestrzeni pomiarowej wynosi $D = 1000$ mm. Przestrzeń pomiarowa znajduje się w tzw. komorze Eifela. Wielkość przestrzeni pomiarowej wymiarowała średnicę modelu do badań. Przedmiotem badań był trójłopatowy wirnik turbiny wiatrowej o pionowej osi obrotu, o geometrii pokazanej na rys. 7. Wydłużenie geometryczne łopat o stałej cięciwie, wydłużeniu $\Lambda = 6$, o skosie 15° i wzniosie 20° kąt nastawienia jest równy 0° . Brak jest





Rys. 9 Moc mechaniczna na wale wirnika

wichrzenia aerodynamicznego i geometrycznego. Jako przekrój łopaty zastosowano lotniczy profil symetryczny NACA 0018. [1]. Duża grubość profilu została przyjęta z uwagi na możliwość zastosowania wysokiego dźwigara (obciążenia zginające).

Łopaty wirnika zostały wykonane z balsy. Konstrukcja została wzmocniona od wewnątrz dwoma sklejkowymi dźwigarami. Po pierwszych pomiarach zmodyfikowano wirnik przez wprowadzenie want, w celu odciążenia końcówek łopat wirnika. Ze względu na niskie liczby Reynoldsa, nieprzekraczające wartości $Re=150\ 000$, dodatkowo zastosowano turbulizatory na krawędzi natarcia. Celem ich zastosowania była redukcja oporu profilowego łopat i podniesienie wartości maksymalnej współczynnika siły nośnej, a zatem wartości krytycznego kąta natarcia, czyli w konsekwencji obniżenie szybkości startowej.

Ogólny widok stanowiska pomiarowego przedstawiony został na rys. 8. Wielkościami mierzonymi były: ciśnienie dynamiczne q , ciśnienie w komorze pomiarowej, moment obrotowy M , prędkość obrotowa wału n . Moment odbierany jest za pomocą przetwornika tensometrycznego typu belkowego. Prędkość obrotowa mierzona była za pomocą prądnicy tachometrycznej, a ciśnienie dynamiczne i statyczne z pomocą sondy Prandtla i piezorezystywnego przetwornika ciśnienia. Zakres prędkości obrotowych wirnika: $n=0-600$ obr./min. Zakres momentu obrotowego: $M=\pm 2,65$ Nm. Zakres prędkości przepływu: $V=3-24$ m/s. Dane zbierane były są za pomocą systemu Daq-Book 2000, uzupełnionego o tensometryczną kartę pomiarową DBK16. W każdej serii pomiarów liczebność próbek wnosila ok. 4096 punktów.

Wyniki pomiarów

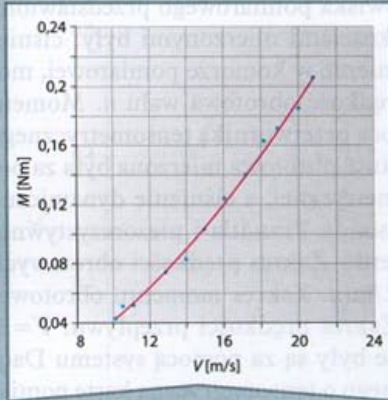
Pomiary prowadzono w zakresie prędkości 10-24 m/s. Wirnik startował samodzielnie przy prędkości 9,5 m/s, przy czym w przypadku mechanicznego odłączenia generatora można było utrzymać go w ruchu przy prędkościach rzędu 3,5-4 m/s.

Na rys. 9 przedstawione zostały wartości chwilowe mocy mechanicznej wirnika, obliczone na podstawie pomiaru momentu i mocy, natomiast rys. 10 i 11 przedstawiają wartości uśrednione momentu obrotowego i mocy, z naniesionymi polami błędów (krzyżyki). Wykres z rys. 12 przedstawia bezwymiarową charakterystykę doświadczalną turbiny, przy czym współczynnik wykorzystania wiatru C_p w funkcji wyróżnika szybkobieżności λ .

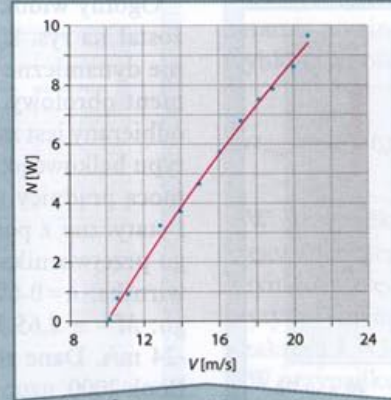
W analizowanym przypadku pole zakreslane przez wirnik jest równe $A=0,306$ m², a promień odniesienia: $R=0,352$ m. Wartości liczbowe wielkości mierzonych zostały zestawione w tab. 2.

Tab. 2 Średnie wartości wielkości mierzonych i ich błędy

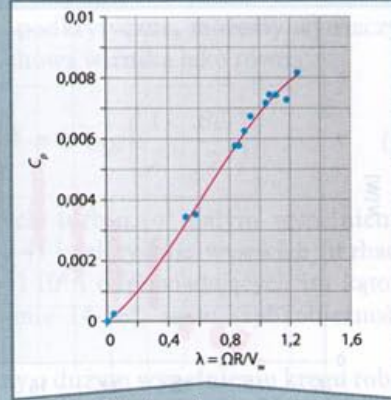
M [Nm]	V [m/s]	n [obr./min.]	P [W]	ΔM [Nm]	ΔV [m/s]	Δn [obr./min.]	λ	C_p
0.0429	10.076	11.448	0.048	0.000114	0.00125	0.033	0.042	0.00025
0.0513	10.483	144.512	0.7407	0.000105	0.00091	0.011	0.508	0.00343
0.0519	11.065	171.711	0.8916	0.000095	0.00071	0.015	0.572	0.00351
0.07422	12.815	433.917	3.221	0.0002165	0.00072	0.033	1.248	0.00817
0.08296	13.935	444.851	3.691	0.0001896	0.00074	0.0126	1.177	0.00728
0.1034	14.921	447.706	4.63	0.0001984	0.0006	0.011	1.106	0.00744
0.1241	16.006	460.836	5.719	0.0002679	0.0009	0.011	1.061	0.00744
0.1402	17.137	482.697	6.767	0.0002802	0.00087	0.0152	1.038	0.00718
0.163	18.12	460.108	7.502	0.0002878	0.00086	0.019	0.936	0.00673
0.1714	18.859	458.222	7.857	0.0002566	0.00078	0.021	0.896	0.00625
0.185	19.977	465.589	8.6157	0.0002332	0.00068	0.012	0.859	0.00577
0.2059	20.755	469.085	9.6582	0.0002592	0.00085	0.026	0.833	0.00576



Rys. 10 Średnie wartości momentu obrotowego w funkcji prędkości przepływu



Rys. 11 Średnie wartości mocy mechanicznej w funkcji prędkości przepływu



Rys. 12 Współczynnik wykorzystania wiatru w funkcji szybkobieżności

Wnioski i uwagi końcowe

Badany wirnik wykazywał zdolności do samodzielnego startu, bez konieczności rozruchu za pomocą generatora pracującego w trybie silnikowym czy pomocniczych rotorów Savoniusa. Jest to cenna cecha przyjętego rozwiązania, w porównaniu z klasycznym rotorem Darriusa.

Małe rozmiary modelu były podyktowane wielkością dostępnej przestrzeni pomiarowej tunelu aerodynamicznego. Badania były więc przeprowadzone przy niskich liczbach Reynoldsa, co z kolei powodowało degradację charakterystyk aerodynamicznych wirnika.

Częściowo temu zaradzono, stosując taśmę turbulizującą na krawędzi natarcia. Uzyskanie szybkobieżności odpowiadającej maksymalnej wartości współczynnika wykorzystania wiatru okazało się niemożliwe ze względów wytrzymałościowych: mały promień modelu powoduje, że niezbędne są duże prędkości obrotowe – siły odśrodkowe są proporcjonalne do kwadratu prędkości

kątovej i promienia wirnika. Chcąc uzyskać możliwie niską szybkobieżność startową, należałoby zastosować wirnik o większej liczbie łopatek, np. $B=5$ – wówczas, przy założeniu $\alpha=12^\circ$, szybkobieżność startowa byłaby rzędu $\lambda=1,20$.

Większa liczba łopatek i mniejsza prędkość obrotowa powinny wpłynąć na niższy poziom hałasu. Jest to korzystne, jeżeli wirnik miałby być zastosowany w terenie zurbanizowanym.

prof. nadzw. dr hab. inż. Piotr Strzelczyk
dr inż. Zygmunt Szczerba

Zakład Mechaniki Płynów i Aerodynamiki,
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa

Politechnika Rzeszowska

Streszczenie

W artykule przedstawiono podstawowe wady i zalety turbin wiatrowych z pionową osią obrotu w układzie Savoniusa i Darriusa. Przedstawiono również wyniki badań własnych przeprowadzonych na modelu małej turbiny wiatrowej typu Darriusa w układzie „H”.

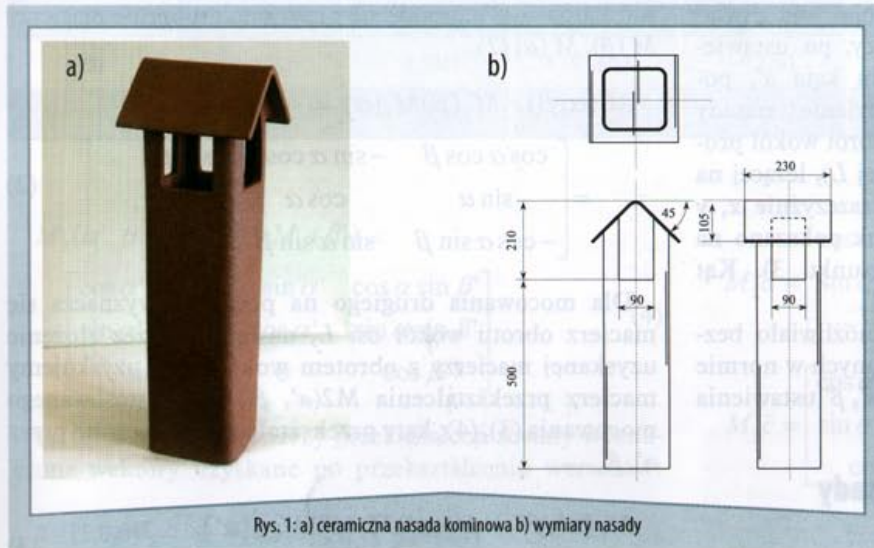
Literatura

1. Abbot I.H., von Doenhoff A.F., *Theory of Wing Sections*, Dover Publ., 1959.
2. Gumuła St., Knap T., Strzelczyk P., Szczerba Z., *Energetyka Wiatrowa*, WN-D, AGH, Kraków 2006.
3. Kirke B.K., Lazauskas L., *Variable Pitch Darrieus Water Turbines*, JSME Journal of Fluid Science and Technology, vol. 3, No. 3, 2008, pp. 430-438.
4. Wilson R.E., Walker S.N., Lissaman B.S., *Aerodynamics of The Darrieus Rotor*, Journal of Aircraft, vol. 13, No. 12, December 1976, pp.1023-1024.

➤ Karol Szostek, Łukasz N. Węsierski

Celem przeprowadzenia badania wstępnego jest określenie wpływu poziomego kąta napływu wiatru na warunki działania ssącego nasady kominowej.

Badanie właściwości ceramicznej nasady kominowej



Rys. 1: a) ceramiczna nasada kominowa b) wymiary nasady

Wprowadzenie

Badania oddziaływania wiatru i strumienia objętości przeprowadza się dla ustawień nasady, przy którym nasada wykazuje najmniejsze działanie ssące. Badania nasady zostały przeprowadzone w tunelu aerodynamicznym TA 2.5. Nasada kominowa oraz jej wymiary zostały przedstawione na rys. 1.

Nasada została wykonana z materiału ceramicznego. Grubość ścianki wynosiła 12 mm, daszek ustawiony jest pod kątem 45° , w ścianach bocznych na wysokości 500 mm znajdują się cztery prostokątne otwory o szerokości 90 mm, dochodzące do ściany daszka. Ścianki daszka oraz przewodu nasady połączone są łukiem o zewnętrznym promieniu równym 40 mm.

Zakres badania wstępnego wg normy EN 13141-5:2004

Badanie wstępne zostało przeprowadzone według danych zawartych w normie europejskiej EN 13141-5:2004, mającej status polskiej normy. Celem badania wstępnego jest określenie kąta napływu wiatru odpowiadającego najmniej korzystnym wa-

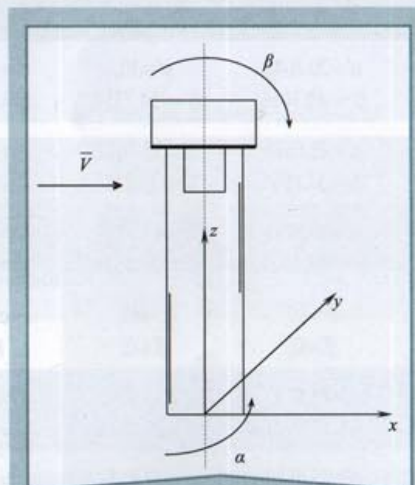
runkom ze względu na działanie ssące nasady kominowej.

Podczas badania została zapewniona średnia prędkość powietrza V równa 6,8 m/s, dla której różnice ciśnienia między ciśnieniem statycznym w tunelu a ciśnieniem w przewodzie badawczym były łatwo mierzalne. Prędkość powietrza została zmierzona poprzez pomiar ciśnienia dynamicznego jeden metr przed badaną nasadą. Do pomiaru ciśnienia dynamicznego została wykorzystana sonda Prandtla. Przy wyznaczaniu prędkości przepływu powietrza uwzględniono aktualną temperaturę, ciśnienie oraz wilgotność powietrza, które mają wpływ na wartość gęstości powietrza.

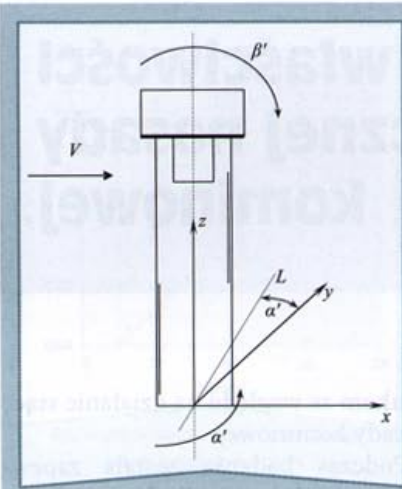
Zgodnie z normą należy przeprowadzić pomiary podciśnienia w zaślepionym przewodzie badawczym dla odpowiednich ustawień nasady w stosunku do kierunku przepływu powietrza. Nasada powinna być obracana wokół osi przewodu badawczego co 15° (rys. 2). Obrót wokół przewodu badawczego (obróć wokół osi z) symuluje zmienny kąt napływu powietrza. Kąt obrotu wokół przewodu badawczego został oznaczony symbolem α . Pomiary przeprowadza się dla kątów α równych 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° i 90° .

Dodatkowo zostały wykonane pomiary podciśnienia dla zmiennych kątów nachylenia nasady β , czyli kąt obrotu wokół osi y . Dla każdego kąta α nasada była obracana o kąt β co 15° . Symuluje to zmienny kąt napływu powietrza w stosunku do poziomu. Pomiary np. oddziaływania wiatru [1] przeprowadza się dla kąta β równego -45° , -30° , -15° , 0° , 15° , 30° i 45° .

Na rys. 2 pokazano ustawienia nasady dla kąta $\alpha=0$, $\beta=0$ w stosunku do wektora kierunku przepływu powietrza V . Kierunek przepływu powietrza V jest równoległy do osi tunelu aerodynamicznego (oś x). Strzałkami zaznaczone są kierunki dodatniej zmiany kątów α , β .



Rys. 2 Ustawienie nasady w stosunku do kierunku przepływu powietrza dla zerowych kątów α , β ; kierunek dodatniej zmiany kątów oznaczony strzałkami: α – obrót wokół osi z , β – obrót wokół osi y



Rys. 3 Ustawienie nasady w stosunku do kierunku przepływu dla zastosowanego mocowania; kierunek dodatniej zmiany kątów α' , β' oznaczono strzałkami: α' – obrót wokół osi z , β' – obrót wokół prostej L

Zastosowane mocowanie nasady zbudowane zostało z płyty podłogowej, którą można było obracać wokół osi z ; kąt obrotu wokół osi z oznaczono przez α' . Do płyty na stałe zamocowany został stojak umożliwiający, po ustawieniu kąta α' , pochylanie nasady (obróć wokół prostej L), leżącej na płaszczyźnie x, y (jak pokazano na rysunku 3). Kąt

obrotu wokół prostej L oznaczono przez β' .

Zastosowane mocowanie nasady uniemożliwiało bezpośrednie ustawienie wartości kątów podanych w normie [1] i konieczne było wyznaczenie kątów α' , β' ustawienia nasady w mocowaniu.

Wyznaczenie kątów ustawienia nasady w mocowaniu

Do wyznaczenia ustawień kątowych w mocowaniu zostały wykorzystane macierze $M_y(\beta)$, $M_z(\alpha)$ [2] obrotów wokół osi y oraz z (1).

$$M_y(\beta) = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix}, \quad (1)$$

$$M_z(\alpha) = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

W przypadku pierwszego mocowania macierz przekształcenia $M_1(\alpha, \beta)$ układu współrzędnych po ustawieniu kątów α, β uzyskuje się przez przemnożenie macierzy $M_y(\beta), M_z(\alpha)$ (2).

$$M_1(\alpha, \beta) = M_y(\beta)M_z(\alpha) = \begin{bmatrix} \cos \alpha \cos \beta & -\sin \alpha \cos \beta & \sin \beta \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ -\cos \alpha \sin \beta & \sin \alpha \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix}, \quad (2)$$

Dla mocowania drugiego na początku wyznacza się macierz obrotu wokół osi L , następnie przez złożenie uzyskanej macierzy z obrotem wokół osi z uzyskujemy macierz przekształcenia $M_2(\alpha', \beta')$ dla zastosowanego mocowania (3), (4); kąty przekształcenia oznaczono przez α', β' .

$$M_L(\alpha', \beta') = M_z(\alpha')M_y(\beta')M_z^{-1}(\alpha'), \quad (3)$$

$$M_2(\alpha', \beta') = M_L(\alpha', \beta')M_z(\alpha') = M_z(\alpha')M_y(\beta')$$

gdzie:

Tab. 1 Wartości kątów α', β' ustawienia nasadki w zastosowanym mocowaniu

α	β	Po przekręceniu nasadki o kąt 90°						
		0	15	30	45	60-90-30 -30	75-90-45 -45	90-90-0 0
-45		$\alpha'=0,$ $\beta'=-45,$	$\alpha'=10.5453,$ $\beta'=-45.9930,$	$\alpha'=20.7048,$ $\beta'=-49.1066,$	$\alpha'=30,$ $\beta'=-54.7356,$	$\alpha'=-20.7048,$ $\beta'=-49.1066,$	$\alpha'=-30,$ $\beta'=-54.7356,$	$\alpha'=0,$ $\beta'=-45,$
-30		$\alpha'=0,$ $\beta'=-30,$	$\alpha'=12.9525,$ $\beta'=-30.8675,$	$\alpha'=25.6589,$ $\beta'=-33.6901,$	$\alpha'=37.7612,$ $\beta'=-39.2315,$	$\alpha'=-25.6589,$ $\beta'=-33.6901,$	$\alpha'=-37.7612,$ $\beta'=-39.2315,$	$\alpha'=0,$ $\beta'=-30,$
-15		$\alpha'=0,$ $\beta'=-15,$	$\alpha'=14.4775,$ $\beta'=-15.5041,$	$\alpha'=28.8791,$ $\beta'=-17.1921,$	$\alpha'=43.0795,$ $\beta'=-20.7536,$	$\alpha'=-28.8791,$ $\beta'=-17.1921,$	$\alpha'=-43.0795,$ $\beta'=-20.7536,$	$\alpha'=0,$ $\beta'=-15,$
0		$\alpha'=0,$ $\beta'=0,$	$\alpha'=15,$ $\beta'=0,$	$\alpha'=30,$ $\beta'=0,$	$\alpha'=45,$ $\beta'=0,$	$\alpha'=-30,$ $\beta'=0,$	$\alpha'=-45,$ $\beta'=0,$	$\alpha'=0,$ $\beta'=0,$
15		$\alpha'=0,$ $\beta'=15,$	$\alpha'=14.4775,$ $\beta'=15.5041,$	$\alpha'=28.8791,$ $\beta'=17.1921,$	$\alpha'=43.0795,$ $\beta'=20.7536,$	$\alpha'=-28.8791,$ $\beta'=17.1921,$	$\alpha'=-43.0795,$ $\beta'=20.7536,$	$\alpha'=0,$ $\beta'=15,$
30		$\alpha'=0,$ $\beta'=30,$	$\alpha'=12.9525,$ $\beta'=30.8675,$	$\alpha'=25.6589,$ $\beta'=33.6901,$	$\alpha'=37.7612,$ $\beta'=39.2315,$	$\alpha'=-25.6589,$ $\beta'=33.6901,$	$\alpha'=-37.7612,$ $\beta'=39.2315,$	$\alpha'=0,$ $\beta'=30,$
45		$\alpha'=0,$ $\beta'=45,$	$\alpha'=10.5453,$ $\beta'=45.9930,$	$\alpha'=20.7048,$ $\beta'=49.1066,$	$\alpha'=30,$ $\beta'=54.7356,$	$\alpha'=-20.7048,$ $\beta'=49.1066,$	$\alpha'=-30,$ $\beta'=54.7356,$	$\alpha'=0,$ $\beta'=45,$

Tab. 2 Podciśnienia P w nasadzie w stosunku do ciśnienia statycznego w tunelu aerodynamicznym

α	Po przekręceniu nasady o kąt 90° w mocowaniu							
	β	0	15	30	45	60 90-30=60	75 90-15=75	90 90-0=90
-45		5.5738	2.4750	0.6958	-0.7416	-15.2975	-15.1083	-14.9184
-30		-5.7771	-5.1106	-2.9102	-2.2199	-10.7039	-12.2567	-13.5396
-15		-12.0656	-10.7100	-10.4195	-9.3342	-17.8482	-15.8047	-16.3656
0		-10.8156	-11.7617	-13.6843	-14.1494	-17.3208	-14.6603	-13.7813
15		-7.8157	-11.9503	-12.7285	-12.1199	-18.6966	-16.2081	-9.5033
30		-5.0440	-8.5945	-9.6608	-9.2201	-15.1308	-11.2428	-9.3434
45		-6.5455	-5.0971	-6.4106	-2.7497	-10.1527	-7.3286	-5.5860

$$M_2(\alpha', \beta') = M_z(\alpha') M_y(\beta') =$$

$$= \begin{bmatrix} \cos \alpha' \cos \beta' & -\sin \alpha' & \cos \alpha \sin \beta' \\ \sin \alpha' \cos \beta' & \cos \alpha' & \sin \alpha \sin \beta' \\ -\sin \beta' & 0 & \cos \beta' \end{bmatrix} \quad (4)$$

Po wyznaczeniu macierzy przekształceń zostały wyznaczone wektory uzyskane po przekształceniu wersorów:

$$\bar{a} = [1, 0, 0]^T, \quad \bar{b} = [0, 1, 0]^T, \quad \bar{c} = [0, 0, 1]^T$$

układu współrzędnych równania (5) wyznaczone dla obu przekształceń.

$$M_1 \bar{a} = \begin{bmatrix} \cos \alpha \cos \beta \\ \sin \alpha \\ -\sin \alpha \cos \beta \end{bmatrix}, \quad M_1 \bar{b} = \begin{bmatrix} -\sin \alpha \cos \beta \\ \cos \alpha \\ \sin \alpha \sin \beta \end{bmatrix},$$

$$M_1 \bar{c} = \begin{bmatrix} \sin \beta \\ 0 \\ \cos \beta \end{bmatrix}$$

$$M_2 \bar{a} = \begin{bmatrix} \cos \alpha' \cos \beta' \\ \sin \alpha' \cos \beta' \\ -\sin \beta' \end{bmatrix}, \quad M_2 \bar{b} = \begin{bmatrix} -\sin \alpha' \\ \cos \alpha' \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$M_2 \bar{c} = \begin{bmatrix} \cos \alpha' \sin \beta' \\ \sin \alpha' \sin \beta' \\ \cos \beta' \end{bmatrix} \quad (5)$$

Ponieważ dla obu przekształceń powinny powstać takie same wektory, iloczyny skalarne tych wektorów z unormowanym wektorem prędkości $\bar{V} = [-1, 0, 0]$ powinny być sobie równe (6).

$$M_1 \bar{a} \cdot \bar{V} = M_2 \bar{a} \cdot \bar{V},$$

$$M_1 \bar{b} \cdot \bar{V} = M_2 \bar{b} \cdot \bar{V},$$

$$M_1 \bar{c} \cdot \bar{V} = M_2 \bar{c} \cdot \bar{V} \quad (6)$$

Z równań (6) po podstawieniu można wyznaczyć układ równań dla α' i β' (7).

Tab. 3 Odchylenia standardowe podciśnienia ΔP

α	Po przekręceniu nasady o kąt 90° w mocowaniu							
	β	0	15	30	45	60 90-30=60	75 90-15=75	90 90-0=90
-45		5.3568	4.7577	3.9089	3.4018	3.4826	3.9831	4.3688
-30		4.0671	3.8048	3.7177	3.8623	3.7025	3.6296	4.4344
-15		4.4223	4.0912	3.4471	3.2716	3.5335	3.5967	4.3321
0		3.9806	3.9316	3.5612	4.3943	4.4223	3.4242	4.2630
15		3.8242	3.6826	3.6783	4.5523	4.0620	3.6278	3.6284
30		3.4737	2.9649	3.6771	4.9117	4.1072	3.7335	3.4987
45		2.6086	3.0932	3.3026	3.7352	3.3087	2.8187	2.8813

$$\begin{cases} \cos \alpha \cos \beta = \cos \alpha' \cos \beta' \\ \sin \alpha \cos \beta = \sin \alpha' \\ \sin \beta = \cos \alpha' \sin \beta' \end{cases} \quad (7)$$

Po rozwiązaniu układu (7), uzyskuje się rozwiązanie (8).

$$\begin{aligned} \alpha' &= \arcsin(\sin \alpha \cos \beta), \\ \beta' &= \arcsin\left(\frac{\cos \alpha \cos \beta}{\cos \arcsin(\sin \alpha \cos \beta)}\right) \end{aligned} \quad (8)$$

Wyznaczone z równań (8) kąty α' , β' ustawienia nasadki w mocowaniu podano w tabeli 1. W zakreskowanych polach podano kąty wyznaczone z równań. Ponieważ dla kątów $\alpha=60^\circ$, 75° , 90° uzyskano duże wartości kątów β' , co nie było korzystnym ustawieniem nasady w tunelu (znaczne pochylenie), dlatego nasada dla kątów $\alpha=60^\circ$, 75° , 90° została przestawiona w mocowaniu o 90° stopni.

Wyniki badań wstępnych

Ze względu na dynamiczne zmiany podciśnienia w przewodzie badawczym dla każdego ustawienia nasady została zarejestrowana seria pomiarów podciśnienia. Podciśnienia zarejestrowano w przedziale czasu 10 s z częstotliwością 100 Hz.

Każda ze zgromadzonych serii pomiarów została podzielona na dwie części. Dla przedziału, w którym odchylenie standardowe podciśnienia miało mniejszą wartość,

została wyznaczona wartość średnia podciśnienia. Wartości wyliczonych podciśnień oraz odchyłek standardowych przedstawiono w tabelach 2 i 3.

Podsumowanie i wnioski

W wyniku pomiarów zostały znalezione kąty, dla których w przewodzie badawczym występuje nadciśnienie w stosunku do ciśnienia statycznego, co może prowadzić do wdmuchiwania powietrza przez przewód wentylacyjny. Dalsze badania opisane w normie, tj. badanie oddziaływania wiatru i strumienia objętości, prowadzi się dla kąta ustawienia osi przewodu badawczego, dla którego uzyskano najmniej korzystne działanie ssące. Ponieważ uzyskane wyniki prowadzą do wniosku, że te nasadki kominowe mogą być stosowane w budownictwie w ograniczonym zakresie, dalszych badań nie prowadzono. Zajął się sprawą zmian w konstrukcji, tym bardziej że takie nasadki ceramiczne są obecnie produkowane i dostępne w handlu.

dr inż. Karol Szostek,
prof. nadzw. dr hab. inż. Łukasz N. Węsierski

Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Zakład Mechaniki Płynów i Aerodynamiki

➤ Streszczenie

W pracy zostały przedstawione wyniki badań wstępnych właściwości ceramicznej nasady kominowej. Badania przeprowadzono w oparciu o normę europejską PN-EN 13141-5:2004, mającą status polskiej normy. Badania nasady zostały wykonane w tunelu aerodynamicznym TA 2.5 o obiegu zamkniętym. Zastosowane podczas badań mocowanie nasady było odmienne od

podanego w normie. Dlatego do uzyskania wymaganych w normie ustawień kątowych nasady, w stosunku do kierunku napływu wiatru, konieczne było wyznaczenie kątów ustawienia nasady w zastosowanym mocowaniu. Celem badań było wstępna analiza skuteczności nasadki ceramicznej i określenie kierunków zmian w jej budowie.

➤ Literatura

1. Norma PN-EN 13141-5: (2004) *Wentylacja budynków – Badanie właściwości elementów/wyrobów do wentylacji mieszkań – część 5: Nasady kominowe i wyrzutnie dachowe.*
2. **Brooks, Rita M.** (1962) *Coordinate transformation formulas*, Technical Note No. 3280-220, Test Data Division and Land-Air, Inc., Pacific Missile Range, nov.
3. **Tang, K. T.** (2006). *Mathematical Methods for Engineers and Scientists*. 2. Springer. p. 13. ISBN 3540302689.
4. **Liseikin, Vladimir D.** (2007). *A Computational Differential Geometry Approach to Grid Generation*. Springer. p. 38. ISDN 3540342354.

➤ Tomasz Hućcio

Płaska aerostaticzna podpora współrzędnościowa z napędem elektromagnetycznym jest podstawowym elementem współrzędnościowych układów pozycjonujących wyspecjalizowanych urządzeń: maszyn kontrolno-pomiarowych, precyzyjnych stołów montażowych (np. stosowanych w mikroelektronice), precyzyjnych manipulatorów oraz superdokładnych obrabiarek (tokarki diamentarki, szlifierki).

Wprowadzenie

Współrzędnościowy układ pozycjonujący, przedstawiony na rysunku 1, składa się z: płaskiej aerostaticznej podpory współrzędnościowej – wzбудnik (ang. *forcer*) ze smarowaniem aerostaticznym (1); nieruchomej podstawy (ang. *platen*) (2); karty sterującej (3); zespołu przygotowania sprężonego powietrza (filtr, zawór redukcyjny) (4).

Podpora (1) przemieszcza się bezstykowo po nieruchomej podstawie (2) dzięki zastosowaniu łożyskowania aerostaticznego. Między podporą a podstawą znajduje się warstwa powietrza. Dzięki temu opory tarcia w układzie podpora aerostaticzna – podstawa są na tyle małe (współczynnik tarcia $\mu = 10^{-4} \div 10^{-5}$), że ich wpływ na dokładność pozycjonowania można pominąć.

Sterowanie podpory aerostaticznej realizowane jest przez kartę sterującą (3), która przetwarza – zgodnie z programem sterującym – sygnał cyfrowy z komputera na analogowy sygnał prądowy. Następnie ciąg sterujących impulsów prądowych przekształcający jest bezpośrednio na ciąg przesunięć liniowych (Δx , Δy). Kierunek przesunięć podpory związany jest z sekwencją podawanych impulsów. Prędkość przemieszczania podpory zależy od częstotliwości podawanych impulsów, natomiast wartość, o jaką podpora przesunie się względem podstawy, zależy od ilości podawanych impulsów.

Podpora aerostaticzna (wzбудnik) składa się z: aluminiowej ramy, modułów elektromagnetycznych i instalacji pneumatycznej (zespół przygotowania sprężonego powietrza – reduktor, filtr, przewód zasilający, otwory dławiące, komory nośne, rowki rozprowadzające powietrze).

Modelowanie płaskich aerostaticznych podpór współrzędnościowych z napędem elektromagnetycznym

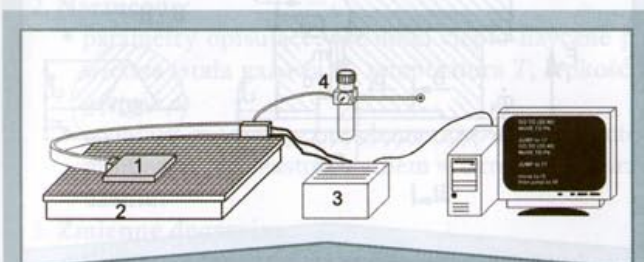
W literaturze układ podpora – podstawa nazywany jest płaskim silnikiem krokowym (ang. *planar step motor*) lub współrzędnościowym silnikiem krokowym (ang. *dual axes XY stepping motor*).

Określenie *planar motor* wprowadził po raz pierwszy Bruce Sawyer [1]. W 1968 roku opatentował on urządzenie i nadał mu właśnie taką nazwę [2]. Obecnie powszechnie używana jest nazwa silnik Sawyera.

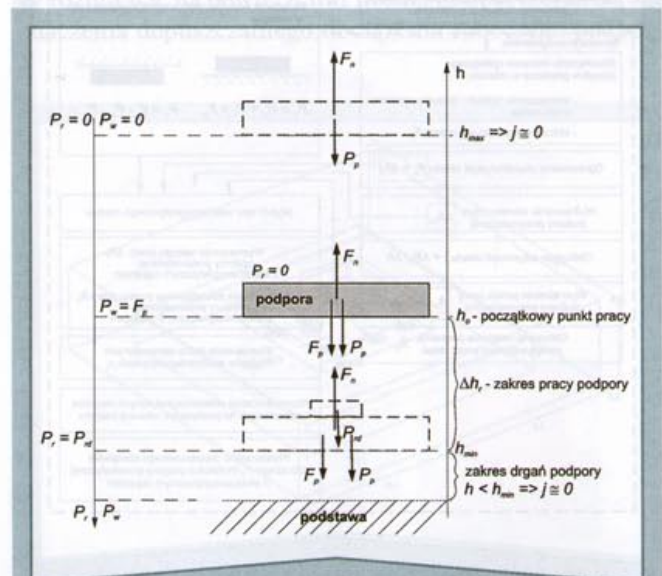
Cel modelowania płaskich aerostaticznych podpór współrzędnościowych

Ważnym parametrem konstrukcyjnym płaskich podpór aerostaticznych jest ich sztywność. Sztywność jest miarą zdolności podpory aerostaticznej do przeciwstawiania się obciążeniom zewnętrznym. Przejawem działania obciążeń zewnętrznych jest zmiana grubości warstwy nośnej h (szczyliny powietrznej) w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa.

Badania teoretyczne i eksperymentalne prowadnic aerostaticznych [3] dowiodły, że największa sztywność



Rys. 1 Podstawowe elementy współrzędnościowego układu pozycjonującego



Rys. 2 Położenie podpory pneumatycznej w zależności od sił występujących w układzie

występuje przy obciążeniu równym ok. 2/3 maksymalnej nośności. Natomiast w zakresie zarówno dużych, jak i bardzo małych wysokości szczeliny sztywność układu jest prawie równa zero. Tak więc, aby prowadnica aerostaticzna znalazła się nad podstawą na wysokości h_0 (w początkowym punkcie pracy), należy do niej przyłożyć odpowiednie obciążenie wstępne P_w . Można to także zrealizować przez zastosowanie prowadnic zamkniętych zamiast otwartych.

W przypadku płaskich podpór aerostaticznych z napędem elektromagnetycznym obciążenie wstępne P_w stanowi siła przyciągania podpory do podstawy F_p , generowana przez magnesy trwałe wchodzące w skład modułów elektromagnetycznych (rysunek 2).

Sztywność statyczna podpory, bez zwiększania wymiarów powierzchni nośnej podpory i przy stosowanym określonym ciśnieniu powietrza zasilającego szczelinę powietrzną, może być zwiększana do żądanej wartości sposobami konstrukcyjno-eksploatacyjnymi. Jednym ze sposobów realizacji tego celu jest opracowanie modelu płaskiej aerostaticznej podpory i przeprowadzenie badań poprzez symulację komputerową.

Analiza uzyskanych wyników pozwoli na określenie wpływu parametrów konstrukcyjnych i oddziaływań zewnętrznych na zachowanie się podpory (jej sztywności).

Modelowanie podpór aerostaticznych z napędem elektromagnetycznym

W modelowaniu podpory aerostaticznej z napędem elektromagnetycznym, z uwagi na zjawiska fizyczne to-

warzyszące jej działaniu, można wyróżnić dwa niezależne obszary.

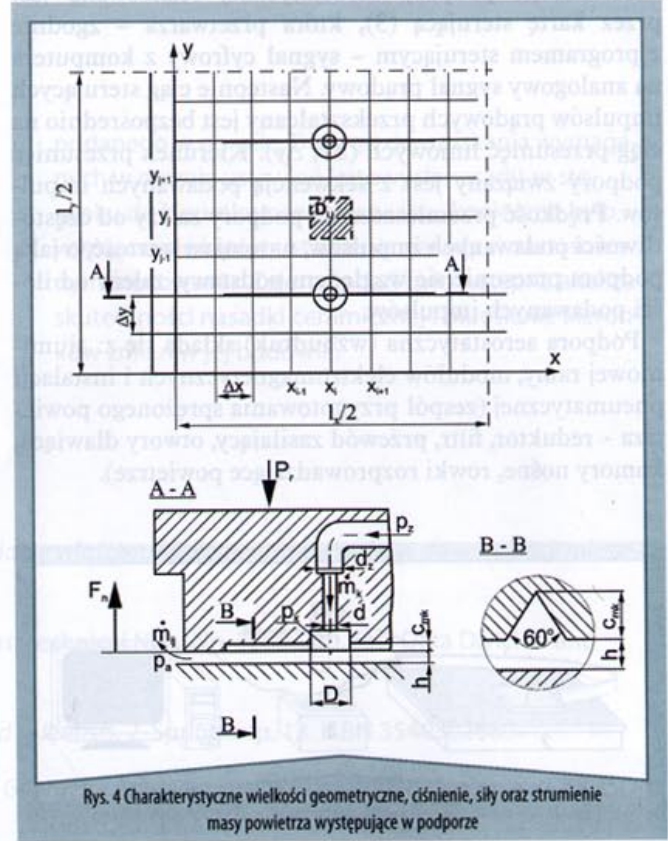
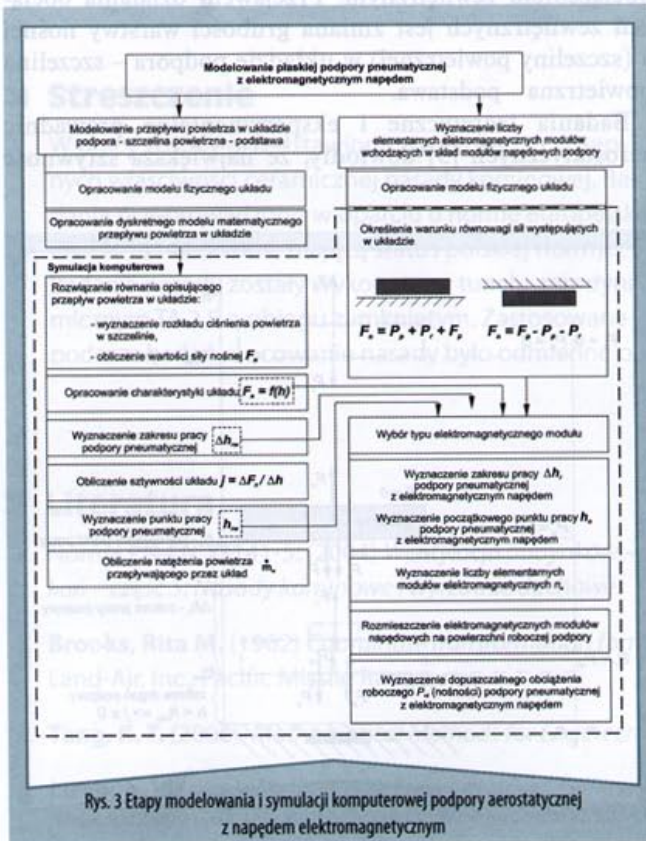
1. Modelowanie przepływu powietrza w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa.
2. Wyznaczenie, na podstawie warunku równowagi sił występujących w układzie, liczby n_e elementarnych elektromagnetycznych modułów wchodzących w skład modułów napędowych zainstalowanych w podporze oraz ich rozmieszczenie na powierzchni nośnej podpory aerostaticznej.

Na rys. 3 przedstawiono poszczególne etapy modelowania i symulacji komputerowej płaskiej podpory aerostaticznej z napędem elektromagnetycznym.

Przy obliczeniach podpory, związanych z przepływem powietrza w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa, obciążenie robocze P_r nie jest brane pod uwagę. Na tym etapie symulacji komputerowej szukamy takiego zakresu wysokości szczeliny Δh (zakresu pracy) między podporą a podstawą, dla którego sztywność podpory j jest największa i stała. Obciążenie robocze P_r uwzględniane jest w drugim etapie symulacji komputerowej podpór (podczas obliczeń liczby n_e modułów elektromagnetycznych). Podstawę tych obliczeń stanowi warunek równowagi sił występujących w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa.

Model fizyczny

Charakterystyczne wielkości geometryczne, ciśnienia, siły oraz strumienie masy powietrza występujące w ukła-



dzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa przedstawiono na rysunku 4. Na rysunku oznaczono: d_z – średnica przewodu zasilającego; d – średnica kapilary (otworu dławiącego zasilającego komorę nośną); D – średnica komory nośnej; h – wysokość szczeliny; c_{mk} – wysokość mikrokanalu; p_z – ciśnienie zasilania; p_k – ciśnienie w komorze nośnej (komorowe – równe ciśnieniu zasilania komory nośnej p_d); p_a – ciśnienie atmosferyczne; P_r – obciążenie robocze (zewnątrzne); F_n – siła nośna; $\dot{m}_{i,j}$ – strumień masy powietrza płynącego przez szczelinę; \dot{m}_k – strumień masy powietrza płynącego przez kapilarę.

Złożoność zjawisk przepływu powietrza oraz wymiany ciepła w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa wymaga przyjęcia szeregu założeń upraszczających. Typowymi założeniami upraszczającymi w aerostaticznej teorii smarowania są:

- ♦ nie ma zmiany ciśnienia p w kierunku prostopadłym do powierzchni roboczych podpory i podstawy
- ♦ przepływ powietrza przez szczelinę jest laminarny i ciągły
- ♦ lepkość powietrza jest stała w całym obszarze warstwy smarującej
- ♦ współpracujące powierzchnie robocze są nieodkształcalne
- ♦ pomijalny jest wpływ sił bezwładności powietrza na parametry pracy układu,
- ♦ oddziaływanie otoczenia jest niezmiennie (stała temperatura i ciśnienie).

Model matematyczny

Model matematyczny układu łożyskowania aerostaticznego powinien zamykać procesy (zjawiska fizyczne) zachodzące w układzie w zapis matematyczny. Do przeprowadzenia wymaganych obliczeń układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa niezbędne jest przedstawienie parametrów stanowiących podstawowy zbiór danych wejściowych.

Parametry charakteryzujące układ można podzielić na:

1. **Ustalone** – parametry wynikające z założeń przyjętych dla układu łożyskowania:
 - ♦ liczby dyskretyzacji powierzchni roboczej na siatce współrzędnych rozwiązania numerycznego równania Reynoldsa
 - ♦ dyskretne ciśnienie na powierzchni nośnej podpory
 - ♦ dyskretne siły tarcia płynnego
 - ♦ międzykomorowe natężenia przepływu.
2. **Narzucone**:
 - ♦ parametry opisujące własności ciepło-fizyczne powietrza (stała gazowa R , temperatura T , lepkość η , gęstość ρ)
 - ♦ wymiary geometryczne elementów układu zdeteminowane jego zastosowaniem w określonym urządzeniu.
3. **Zmienne decyzyjne**:
 - ♦ liczba elementów dławiących
 - ♦ wymiary charakteryzujące elementy dławiące

- ♦ wymiary powierzchni nośnej (rozmieszczenie otworów wylotowych elementów dławiących).

Dobierając określone zmienne decyzyjne, można osiągnąć układ optymalny z punktu widzenia stawianych założeń i wymagań (np. optymalny ze względu na maksymalną nośność lub optymalny ze względu na maksymalną sztywność).

Model matematyczny przepływu powietrza przez układ podpora – szczelina powietrzna – podstawa, będący podstawą do opracowania badań symulacyjnych, przedstawiono w pracy [4].

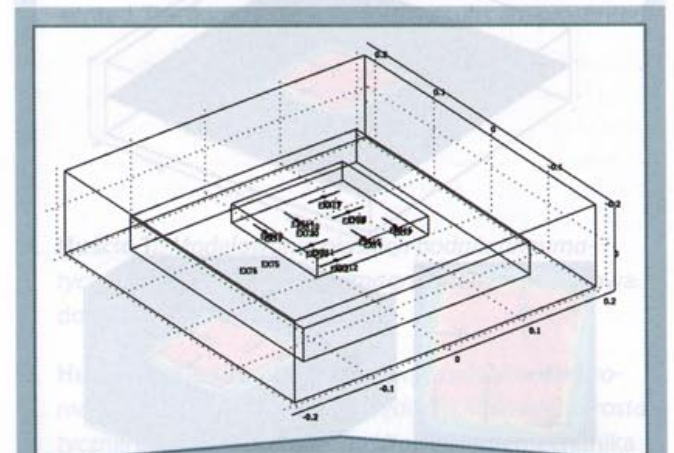
Badania symulacyjne

Zgodnie z rysunkiem 3 podpora aerostaticzna z napędem elektromagnetycznym została poddana badaniom symulacyjnym związanym z przepływem powietrza w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa oraz obliczeniem liczby n_e elementarnych elektromagnetycznych modułów, które należy rozmieścić na powierzchni nośnej podpory.

Badania symulacyjne związane z przepływem powietrza w układzie podpora – szczelina powietrzna – podstawa mają na celu wyznaczenie rozkładu ciśnienia powietrza p w szczelinie i wynikającej z tego rozkładu siły nośnej F_n . Uzyskane wyniki umożliwiają opracowanie wykresu siły nośnej F_n w funkcji wysokości szczeliny Δh . Na podstawie wykresu $F_n = f(h)$ można:

- ♦ określić zakres zmian wysokości szczeliny powietrznej, w którym sztywność podpory jest największa i stała, czyli zakres pracy Δh_{roz} podpory aerostaticznej
- ♦ wyznaczyć sztywność układu j
- ♦ wyznaczyć początkowy punkt pracy h_{roz} podpory aerostaticznej (punkt pracy podpory nieobciążonej $P_r = 0$).

Wyniki badań symulacyjnych podpory aerostaticznej są niezbędne do doboru typu i wyznaczenia liczby n_e elementarnych elektromagnetycznych modułów, które należy rozmieścić na powierzchni nośnej podpory, oraz do wyznaczenia dopuszczalnego obciążenia roboczego podpory



Rys. 5 Model symulacyjny 3D układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa (program COMSOL Multiphysics)

aerostaticznej z napędem elektromagnetycznym. Określona liczba elementarnych elektromagnetycznych modułów wytworzy siłę przyciągania magnetycznego podpory do podstawy F_p , niezbędną do umieszczenia (zawieszenia) podpory nad podstawę na wysokość, w której sztywność j układu jest największa. Wysokość ta to początkowy punkt pracy h_0 podpory aerostaticznej z napędem elektromagnetycznym. Zgodnie z rys. 2 siła przyciągania magnetycznego podpory do podstawy F_p stanowi obciążenie wstępne P_w podpory.

Badania symulacyjne i obliczenia analityczne przeprowadzono posługując się oprogramowaniem Matlab, COMSOL Multiphysics i Microsoft Visual C++. Wykorzystano zdefiniowane w wymienionych programach funkcje oraz opracowane własne programy (SPAP^{ABC...}, SPAP^{MAG}).

W celu wyznaczenia rozkładu ciśnienia powietrza p w szczelinie z zakresu $\Delta h = 1 \div 20$ mm i wynikających z tych rozkładów siły nośnej F_n opracowano model symulacyjny (rysunek 5) układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa.

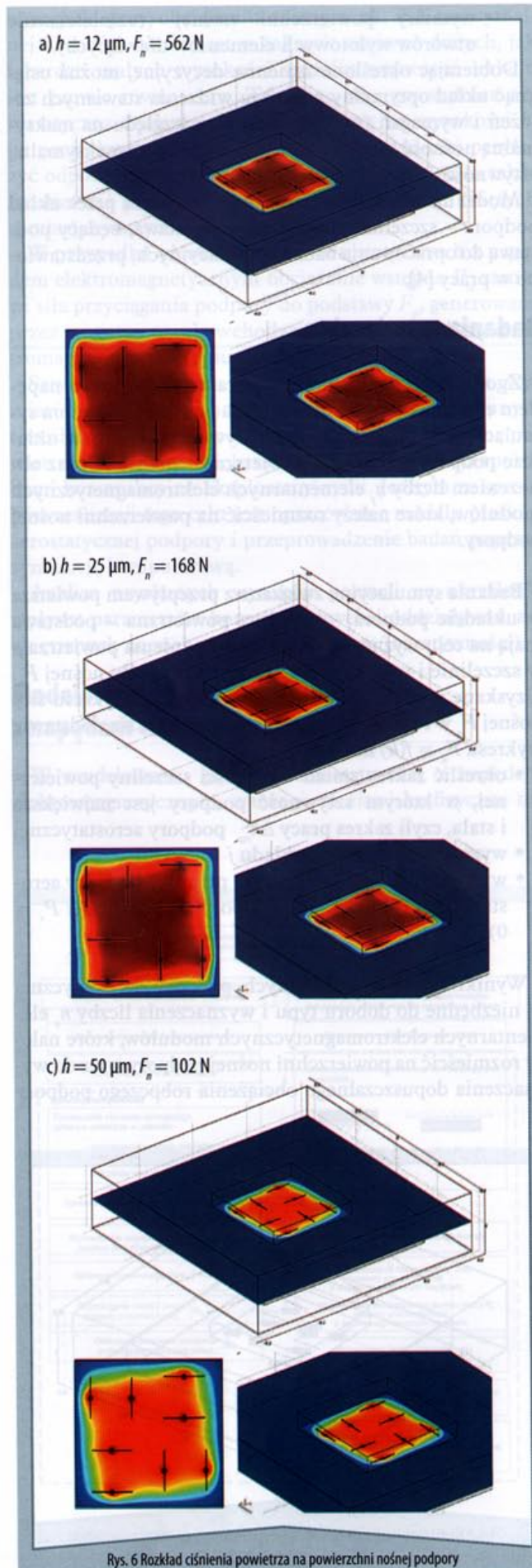
Wyniki badań symulacyjnych (rozkład ciśnienia powietrza w szczelinie powietrznej, wartość siły nośnej F_n) dla wybranych wartości wysokości szczeliny przedstawiono na rys. 6.

W wyniku przeprowadzonych badań symulacyjnych otrzymano charakterystykę $F_n = f(h)$ układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa, przedstawioną na rys. 7.

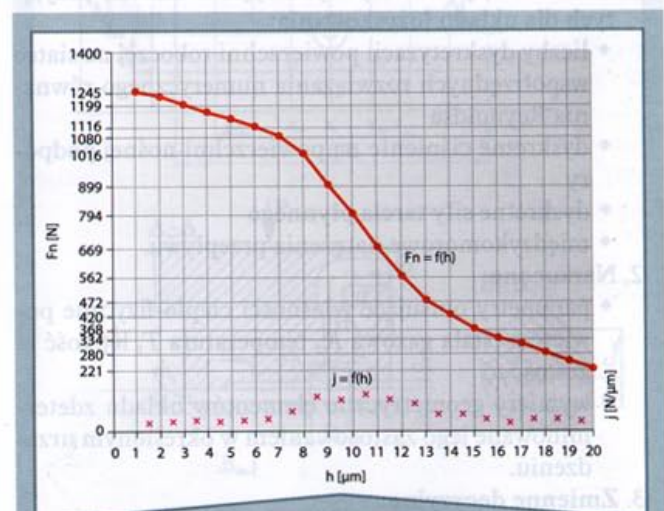
W celu wyznaczenia zakresu wysokości szczeliny powietrznej, w którym sztywność układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa jest największa i stała, obliczono sztywność j podpory dla kolejnych zakresów wysokości szczeliny powietrznej.

Otrzymane wartości j dla poszczególnych zakresów wysokości szczeliny zestawiono na charakterystyce $j = f(h)$ (rys. 7).

Z charakterystyki $j = f(h)$ można odczytać, że sztywność układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa jest największa i praktycznie stała w zakresie zmian wysokości



Rys. 6 Rozkład ciśnienia powietrza na powierzchni nośnej podpory



Rys. 7 Wykres siły nośnej w funkcji wysokości szczeliny $F_n = f(h)$ i sztywności w funkcji wysokości szczeliny $j = f(h)$

szczeliny od 8 do 13 mikronów – zakres pracy podpory aerostaticznej. Stąd wyznaczono sztywność układu:

$$j = \frac{\Delta F_n}{|\Delta h|} = \frac{F_{n_{h8}} - F_{n_{h13}}}{|h_8 - h_{13}|} = \frac{1016 - 472}{|8 - 13|} = 108 \frac{N}{\mu m} \quad (1)$$

Kolejnym krokiem symulacji komputerowej jest wyznaczenie liczby elementarnych elektromagnetycznych modułów napędowych oraz ich rozmieszczenie na powierzchni nośnej podpory. Obliczenia i ich wyniki przedstawiono w pracy [4].

Podsumowanie

Badania dotyczące przepływu powietrza przez układ podpora – szczelina powietrzna – podstawa, wyznaczenia liczby elementarnych elektromagnetycznych modułów napędowych oraz ich rozmieszczenie na powierzchni nośnej podpory są na etapie symulacji komputerowych. Opracowane programy komputerowe SPAP z modułami SPAP^{AERO} i SPAP^{MAG} oraz badania przeprowadzone w programie COMSOL na opracowanym modelu symulacyjnym układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa umożliwiły przyspieszenie procesu projektowania konstrukcji płaskich aerostaticznych podpór współrzędnościowych z napędem elektromagnetycznym. Wyni-

ki obliczeń uzyskane podczas symulacji komputerowej umożliwią wybór pożądanego, w określonym urządzeniu, wariantu konstrukcji podpory aerostaticznej z elektromagnetycznym napędem.

Porównanie wyników badań symulacyjnych nad płaską podporą aerostaticzną, przeprowadzonych w programie COMSOL, i badań doświadczalnych [4] potwierdza poprawność opracowanej metody modelowania. Dodatkowo, w wyniku weryfikacji mającej na celu porównanie wyników badań otrzymanych z obliczeń symulacyjnych z wynikami badań eksperymentalnych i literaturowych, potwierdzono poprawność opracowanej metody obliczania liczby elementarnych elektromagnetycznych modułów i ich rozmieszczenia na powierzchni nośnej podpory [4, 5].

dr inż. Tomasz Hućcio

Katedra Automatyki i Robotyki,
Wydział Mechaniczny
Politechniki Białostockiej
ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok
e-mail: tomekh@pb.edu.pl

➤ Streszczenie

W artykule omówiono zasadę działania płaskiej aerostaticznej podpory współrzędnościowej z napędem elektromagnetycznym. Opisano etapy badań płaskiej aerostaticznej podpory współrzędnościowej. Przedstawiono model fizyczny i matematyczny układu podpora – szczelina powietrzna – podstawa. Zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych.

➤ Literatura

1. **Hinds W.E., Nocito B.:** *Theory and Application of Step Motors*, rozdział 15: The Sawyer Linear Motor, p. 327-340. St. Paul, West Publishing Co, 1974.
2. **Sawyer B.A.:** US Patent nr 3 376 578, 1968.
3. **Wiercioch W.:** *Parametry konstrukcyjno-technologiczne aerostaticznych połączeń przewodnicowych*. Trybologia, 3/88, 1988.

➤ Summary

Modeling of the Planar Aerostatic Relative Bases with Electromagnetic Drive

The paper describes the principle of operation of a planar aerostatic two-coordinate relative base with electromagnetic drive. The stages of research of the planar aerostatic two-coordinate base are presented. The physical model and the mathematical description of the planar aerostatic two-coordinate base are presented. The computer simulation results are presented.

4. **Hućcio T.:** *Modelowanie płaskich podpór pneumatycznych z napędem elektromagnetycznym*. Rozprawa doktorska, 2010.
5. **Hućcio T., Siemieniako F.:** *Algorytm doboru elektromagnetycznych modułów napędowych płaskiej aerostaticznej podpory współrzędnościowej*. Acta mechanica et automatica, vol. 2, no. 1 (3), Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, 2008.

» Adam Jaroszewicz, Katarzyna Kubera-Jaroszewicz

Instalacje tlenowe współczesnych statków powietrznych

Zagadnienia związane z zapewnieniem organizmowi człowieka odpowiednich warunków życia i pracy podczas lotów na dużych wysokościach stanowią jeden z zasadniczych problemów nurtujących szerokie rzesze konstruktorów współczesnych statków powietrznych i kosmicznych.

Wstęp

Organizm człowieka fizjologicznie przystosowany jest do życia w środowisku naturalnym o wysokościach nieprzekraczających 3000 m n.p.m. Przekroczenie tej wysokości i jej dalszy wzrost pociąga za sobą pojawienie się zaburzeń w pracy organizmu, związanych z niedotlenieniem i z oddziaływaniem obniżonego ciśnienia atmosferycznego.

W celu zapewnienia załogom i pasażerom statków powietrznych optymalnych warunków pracy, stosuje się różnego rodzaju indywidualne i pokładowe systemy tlenowe, specjalne ubrania ochronne (lotnictwo wojskowe) lub hermetyczne kabiny statków powietrznych (lotnictwo wojskowe i cywilne).

Rozwiązania te mają za zadanie zabezpieczenie zdrowia i życia załogi oraz pasażerów statków powietrznych podczas normalnego lotu, a także w warunkach szczególnych (np. rozhermetyzowanie kabin czy katapultowanie się załogi z pokładu statku powietrznego).

Klasyfikacja lotniczych systemów tlenowych

Projektowanie lotniczych systemów tlenowych opiera się na wymaganiach technicznych, do których można zaliczyć:

- ♦ wysokość stosowania lotniczych systemów tlenowych;
- ♦ wydajność wentylacji płucnej człowieka.

Głównym czynnikiem mającym wpływ na wydajność wentylacji płucnej jest fizyczne obciążenie organizmu człowieka. W procesie projektowania instalacji tlenowej zakłada się, że maksymalna wentylacja płucna dla członka załogi wynosi 30 dm³/min, zaś dla pasażera statku powietrznego 15 dm³/min [1, 4].

Systemy tlenowe (S. t.) dzieli się w zależności od przyjętej podstawy klasyfikacji [8]:

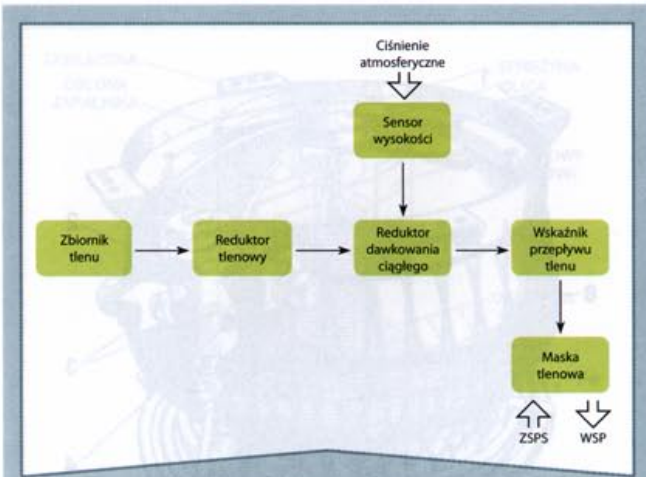
- ♦ ze względu na metodę pozyskania tlenu na pokładzie statku powietrznego:
 - ♦ S. t. z pokładowymi zbiornikami tlenu,
 - ♦ S. t. z wytwornicami tlenu pracującymi z wykorzystaniem:
 - ♦ reakcji chemicznych,
 - ♦ separacji gazów zawartych w powietrzu;

- ♦ ze względu na stan fizyczny tlenu w zbiornikach:
 - ♦ S. t. gazowe,
 - ♦ S. t. cieczowe;
- ♦ ze względu na wartości ciśnienia tlenu w zbiornikach:
 - ♦ S. t. wysokiego ciśnienia – z maksymalnym ciśnieniem roboczym do 14,7 MPa,
 - ♦ S. t. niskiego ciśnienia – z ciśnieniem roboczym do 2,94 MPa;
- ♦ ze względu na możliwość zabudowy na pokładzie statku powietrznego:
 - ♦ S. t. stacjonarne (pokładowe) – montowane na stałe przy roboczych miejscach członków załogi,
 - ♦ S. t. przenośne, umożliwiające korzystanie z nich podczas przemieszczania się członków załogi po pokładzie statku powietrznego,
 - ♦ S. t. spadochronowe, zabezpieczające załogę przed chorobą wysokościową po opuszczeniu statku powietrznego na dużych wysokościach lotu;
- ♦ ze względu na sposób dawkowania tlenu:
 - ♦ S. t. o dawkowaniu (wydatku) ciągłym,
 - ♦ S. t. o dawkowaniu (wydatku) przerywanym, zwane również systemami płucnymi lub oszczędnościowymi,
 - ♦ S. t. złożone o dawkowaniu (wydatku) przerywanym – ciągłym;
- ♦ ze względu na rodzaj masek tlenowych współpracujących z systemem tlenowym:
 - ♦ S. t. otwarte – tzw. inhalatory o wydatku ciągłym, z maskami typu otwartego,
 - ♦ S. t. zamknięte – tzw. inhalatory o wydatku przerywanym lub mieszanym, wyposażone w maski typu szczelnego.

Cechy charakterystyczne systemów typu otwartego [3, 8]:

- ♦ maski tlenowe typu otwartego lub półzamkniętego;
- ♦ dawkowanie tlenu za pomocą regulatora dawkowania odbywa się zależnie od wysokości lotu, bez uwzględnienia chwilowego zapotrzebowania odbiorcy;
- ♦ zasysanie powietrza atmosferycznego bezpośrednio do maski tlenowej;
- ♦ wysokość lotu długotrwałego z zastosowaniem tego systemu nie przekracza 8000 m, zaś przy lotach krótkotrwałych – do 12 000 m.

W systemie tlenowym typu otwartego (rys. 1) tlen ze zbiornika doprowadzany jest do reduktora tlenowego,



Rys. 1 Schemat blokowy otwartego systemu tlenowego dawkowania ciągłego [8]
ZSPS – zasysany strumień powietrza zewnętrznego, WSP – wydalany strumień powietrza

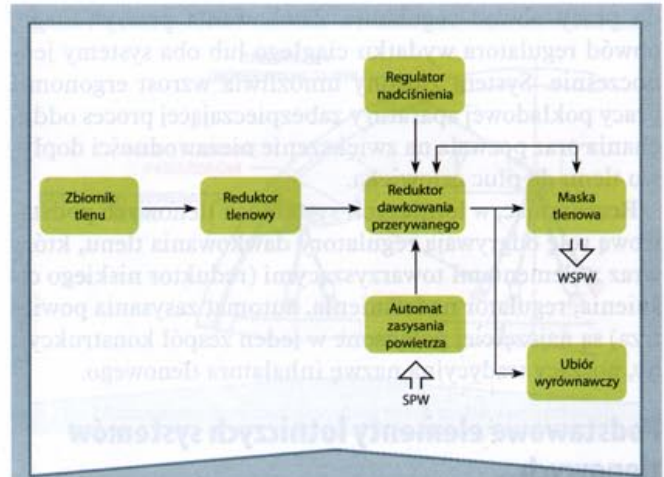
w którym następuje obniżenie wartości ciśnienia, w przypadku gdy przed reduktorem przekraczało ono wartość 30,98 kPa. Regulator dawkowania ciągłego dawkuje tlen płynący strumieniem ciągłym przez wskaźnik przepływu tlenu do maski tlenowej, w zależności od wysokości lotu. Sensor wysokości (puszka próżniowa) dokonuje pomiaru wysokości lotu na podstawie pomiaru wartości ciśnienia atmosferycznego i wprowadza korekcję pracy mechanizmu dawkowania (regulator dawkowania ciągłego), zapewniając wydatek tlenu proporcjonalny do aktualnej wysokości lotu.

Maksymalna ilość doprowadzanego tlenu do maski tlenowej odpowiada zazwyczaj wydajności odpowiadającej średniej wentylacji płucnej (~20 dm³/min).

System tlenowy typu zamkniętego z nadciśnieniem (rys. 2) składa się z [8]: regulatora, regulatora nadciśnienia (mechanizm małego nadciśnienia), automatu zasysania powietrza atmosferycznego, regulatora dawkowania przerywanego, regulatora i maski tlenowej szczelnej. Maska tlenowa wraz z regulatorem dawkowania przerywanego tworzy pętlę ujemnego sprzężenia zwrotnego, zapewniając włączenie regulatora dawkowania przy wdechu (następuje dopływ powietrza do maski) i wyłączenie go przy wydechu (tlen nie dopływa).

Automat zasysania powietrza atmosferycznego podczas wdechu doprowadza powietrze do regulatora dawkowania przerywanego, gdzie odbywa się jego zmieszanie z tlenem. Ilość zasysanego powietrza atmosferycznego zależy od wysokości lotu statku powietrznego. Na małych wysokościach (2000-2500 m) do maski tlenowej podawane jest 100% powietrza atmosferycznego; wraz ze wzrostem wysokości lotu maleje jego udział procentowy, a na wysokości 10 000 m zasysanie powietrza zewnętrznego zostaje zatrzymane (do maski tlenowej doprowadzane jest 100% czystego tlenu).

Na wysokościach powyżej 12 000 m regulator nadciśnienia doprowadza tlen o nadciśnieniu proporcjonalnym do wysokości lotu statku powietrznego. Do kompensacji wpływu nadciśnienia tlenu doprowadzanego do płuc, na wysokościach lotu powyżej 12 000 m, służy ubiór wyrównawczy.



Rys. 2 Schemat blokowy zamkniętego systemu tlenowego z nadciśnieniem [8]
SPW – strumień powietrza wdychanego, WSPW – wydalany strumień powietrza wydechanego

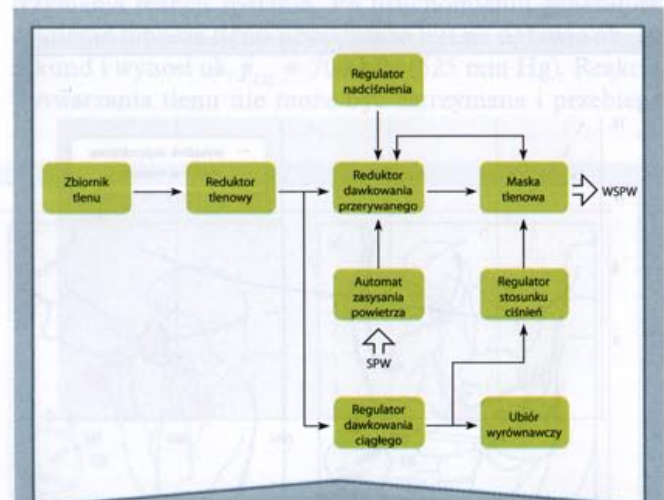
Systemy tlenowe z regulatorem dawkowania przerywanego przeznaczone są najczęściej do użytku indywidualnego (piloci samolotów wojskowych).

Zamknięte systemy tlenowe (nazywane czasem systemami oszczędnościowymi) pozwalają ograniczyć zużycie tlenu przez człowieka. Zastosowanie maski zamkniętej i regulatora dawkującego tlen o ciśnieniu proporcjonalnym do wysokości lotu i chwilowego zapotrzebowania zapobiega „usuwaniu” tlenu do atmosfery podczas wydechu (systemy tlenowe otwarte) [8].

Złożony system tlenowy (rys. 3), współpracując z ubiorem wyrównawczym wytwarzającym ucisk na ciało człowieka i zapewniając oddychanie czystym tlenem z nadciśnieniem, pozwala na długotrwałe przebywanie człowieka na wysokościach lotu powyżej 12 000 m n.p.m.

Synchronizacja oddychania i ucisku na ciało odbywa się z wykorzystaniem regulatora stosunku ciśnienia tlenu w masce tlenowej i ubiorze wyrównawczym.

W zależności od warunków pracy systemu tlenowego – ciśnienia w kabine statku powietrznego i aktualnego poziomu dawkowania w wentylacji płucnej – załącza się



Rys. 3 Schemat blokowy złożonego systemu tlenowego w dawkowaniu przerywano-ciągłym [8]
SPW – strumień powietrza wdychanego, WSPW – wydalany strumień powietrza wydechanego

do pracy obwód regulatora dawkowania przerywanego, obwód regulatora wydatku ciągłego lub oba systemy jednocześnie. System złożony umożliwia wzrost ergonomii pracy pokładowej aparatury zabezpieczającej proces oddychania oraz pozwala na zwiększenie niezawodności dopływu tlenu do płuc człowieka.

Reasumując, w lotniczych systemach tlenowych podstawową rolę odgrywają regulatory dawkowania tlenu, które wraz z elementami towarzyszącymi (reduktor niskiego ciśnienia, regulator nadciśnienia, automat zasysania powietrza) są najczęściej połączone w jeden zespół konstrukcyjny, noszący tradycyjną nazwę inhalatora tlenowego.

Podstawowe elementy lotniczych systemów tlenowych

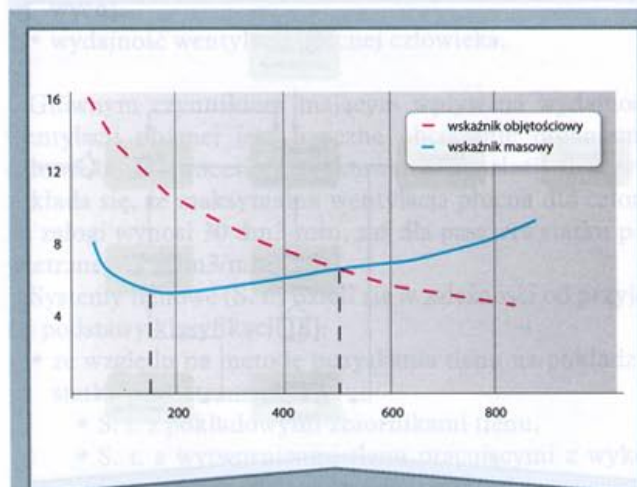
Pokładowy lotniczy system tlenowy powinien [1, 3, 8]:

- zabezpieczać na pokładzie statku powietrznego warunki umożliwiające prawidłowe funkcjonowanie pasażerów i członków załogi;
- cechować się wysokim bezpieczeństwem podczas użytkowania;
- umożliwiać łatwą i wygodną obsługę przez członków załogi/pasażerów;
- posiadać małą masę i gabaryty.

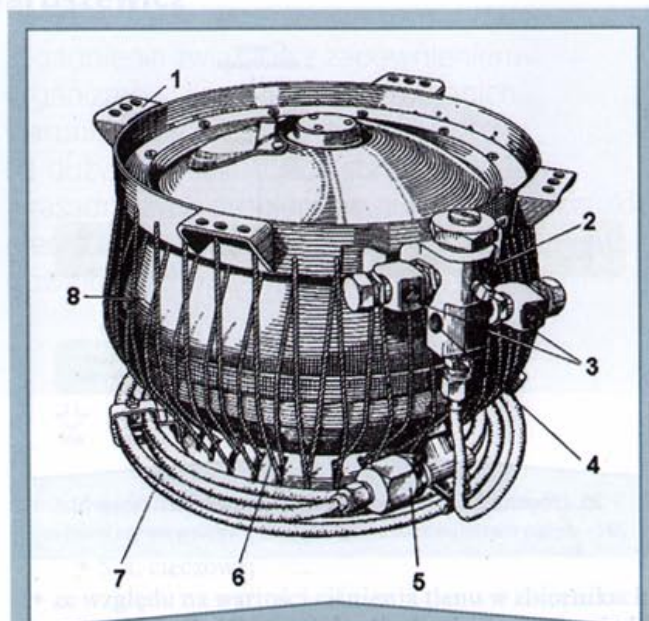
W skład pokładowego lotniczego systemu tlenowego wchodzi [8]:

- pokładowe źródła tlenu;
- urządzenia do regulacji wydatku i ciśnienia tlenu;
- przyrządy kontrolne i sygnalizacyjne;
- armatura pokładowa;
- indywidualne wyposażenie ochronne.

Tlen w stanie gazowym przechowywany jest w zbiornikach zwanych butlami tlenowymi. Lotnicze butle tlenowe produkowane są w kształcie kulistym, cylindrycznym lub w postaci baterii zbiorników cylindrycznych. Charakterystyki masowe i objętościowe zbiorników na tlen gazowy zależą od ciśnienia roboczego zgromadzonego w nich tlenu (rys. 4). Wskaźnik objętościowy określa stosunek



Rys. 4 Wykres zależności wskaźników masowych i objętościowych dla butli tlenowych (tlen gazowy) [8]



Rys. 5 Widok zewnętrzny lotniczego zbiornika ciekłego tlenu [8]
1 – mocowanie, 2 – zawór ciśnieniowy, 3 – zawory bezpieczeństwa, 4 – króciec ładowania, 5 – zawór jednokierunkowy, 6 – oplót mocujący, 7 – przewód odbioru tlenu gazowego, 8 – zbiornik

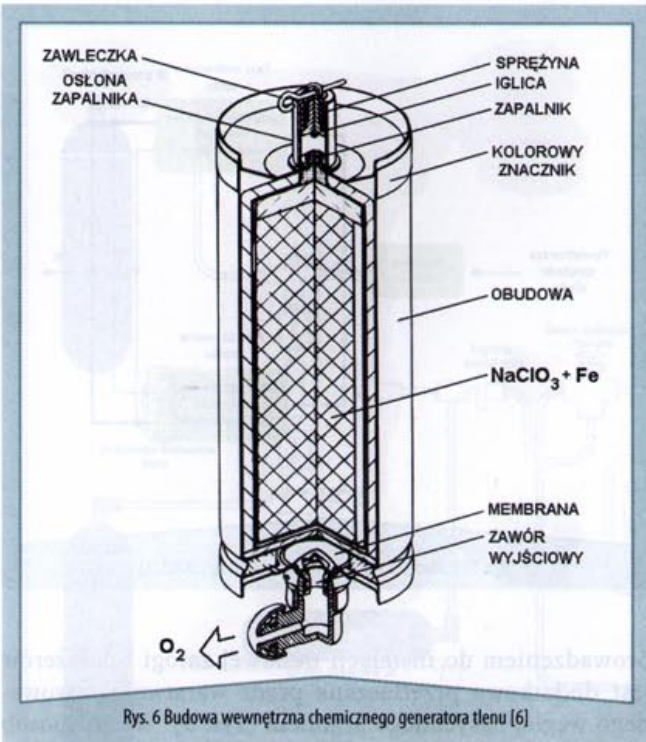
pojemności wodnej butli tlenowej do masy zgromadzonego w niej tlenu. Wskaźnik wagowy określa stosunek masy butli tlenowej do masy zgromadzonego w niej tlenu. W oparciu o powyższe wskaźniki można stwierdzić, że optymalne charakterystyki wagowe i objętościowe dla butli tlenowej występują dla ciśnienia roboczego zawartego w niej tlenu w przedziale 50.9-52.9 MPa. Niestety, ze względów bezpieczeństwa nie są dopuszczone do stosowania na pokładach statków powietrznych butle tlenowe zawierające tlen pod takim ciśnieniem.

Dlatego, w celu zachowania określonych warunków bezpieczeństwa pracy instalacji tlenowej, dla tlenowych instalacji lotniczych została przyjęta maksymalna wartość ciśnienia roboczego tlenu na poziomie 14.7 MPa. Obecność na pokładzie statku powietrznego tlenu gazowego pod dużym ciśnieniem oraz duża rozpiętość przewodów ciśnieniowych (szczególnie w wielomiejscowych samolotach pasażerskich) znacznie zwiększają całkowity ciężar oraz pogarszają podatność eksploatacyjną instalacji tlenowej. Instalacje takie są rozwiązaniem prostym konstrukcyjnie, lecz obciążone są podstawową wadą – na pokładzie statku powietrznego można zgromadzić ograniczoną ilość tlenu.

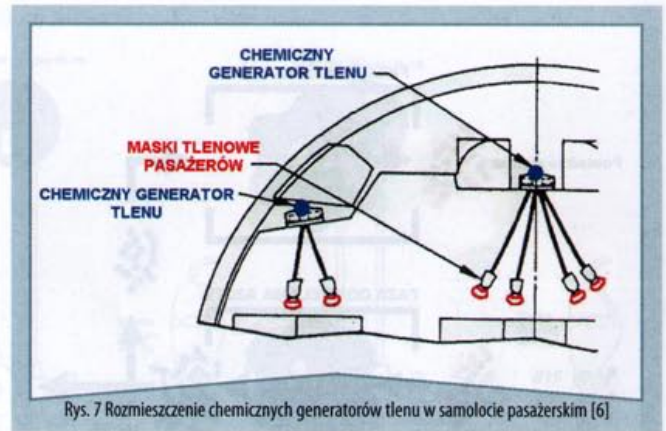
Każdorazowo po odbytych locie zapas tlenu w instalacji musi zostać uzupełniony ze źródeł naziemnych [5, 8].

Tlen w stanie ciekłym przechowywany jest w zbiornikach tlenu ciekłego, nazywanych generatorami tlenu. Pokładowe systemy tlenowe z tlenem ciekłym, w porównaniu do systemów na tlen gazowy, cechują się następującymi zaletami:

- z 1 dm³ ciekłego tlenu o temperaturze $T_{O_2} = -183\text{ °C}$ (90.15 K) otrzymuje się około 861 dm³ tlenu gazowego o ciśnieniu $p_0 = 1013.25\text{ hPa}$ i temperaturze $T_0 = 288.15\text{ K}$;



Rys. 6 Budowa wewnętrzna chemicznego generatora tlenu [6]



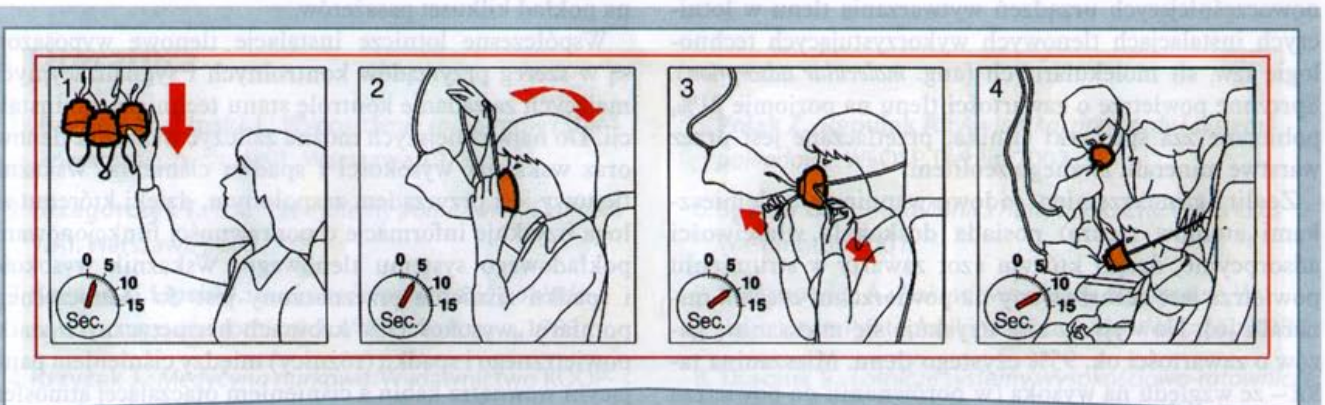
Rys. 7 Rozmieszczenie chemicznych generatorów tlenu w samolocie pasażerskim [6]

wych. Zasadniczą wadą stosowania ciekłego tlenu w lotniczych systemach tlenowych są duże straty tlenu (20-25%) wynikające z łatwości zmiany stanu skupienia (z ciekłego w gazowy), co wymusza konieczność okresowego doładowywania instalacji ciekłym tlenem [1].

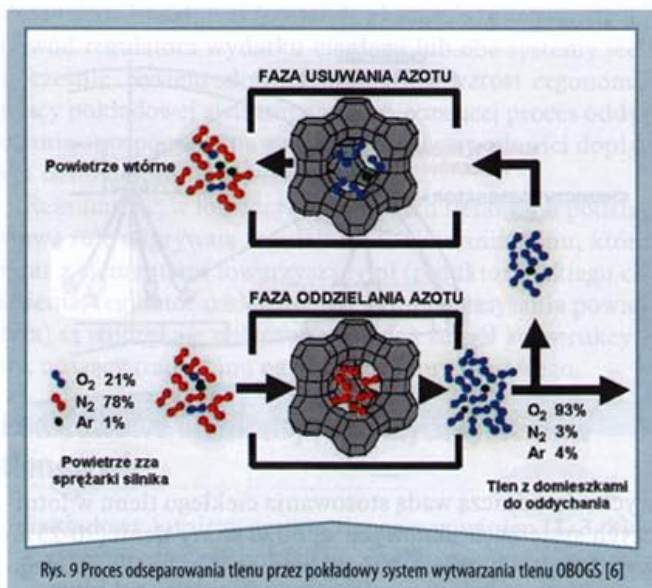
Chemiczne generatory tlenu (rys. 6) stosowane są zazwyczaj na pokładach samolotów pasażerskich i przeznaczone do wytwarzania tlenu dla pasażerów w sytuacjach awaryjnych przez okres 15-20 minut, po obniżeniu pułapu lotu samolotu do bezpiecznej wysokości (poniżej 4000 m). Tlen uwalniany jest w czasie egzotermicznej reakcji spalania chloranów lub nadchloranów sodu, potasu z żelazem. Najbardziej rozpowszechnionym związkiem chemicznym wykorzystywanym w chemicznych generatorach tlenu jest chloran sodu NaClO_3 . Standardowy chemiczny generator tlenu składa się z cylindrycznego pojemnika wykonanego ze stali nierdzewnej z wkładem chemicznym w postaci rdzenia, składającym się z chloranu sodu, opiłków żelaza i dodatkowych materiałów formujących. Do zapoczątkowania reakcji spalania wymagany jest zapłon materiału wybuchowego (zapalnik) uruchamiany mechanicznie (iglica + sprężyna) lub elektrycznie (elektryczny element grzewczy). Po zapoczątkowaniu reakcji spalania materiał rdzenia rozkłada się, wydzielając przy tym tlen. Część tlenu wchodzi w reakcję z żelazem, tworząc tlenek żelaza i wydzielając przy tym ciepło wymagane dla podtrzymania reakcji spalania. Po uruchomieniu generatora ciśnienie robocze tlenu uzyskiwane jest po upływie ok. 10 sekund i wynosi ok. $p_{\text{O}_2} = 700 \text{ hPa}$ (525 mm Hg). Reakcja wytwarzania tlenu nie może być zatrzymana i przebiega

- generatory tlenu ($p_{\text{O}_2} = 0.47 \text{ MPa}$) posiadają ok. 5-6-krotnie mniejszą masę i wymiary geometryczne w porównaniu do zbiorników na tlen gazowy ($p_{\text{O}_2} = 14.7 \text{ MPa}$);
- około 30-krotne obniżenie ciśnienia tlenu ciekłego w porównaniu do tlenu gazowego umożliwia znaczne zmniejszenie ciężaru całej instalacji gazowej, szczególnie wysokociśnieniowych butli tlenowych na sprężony tlen.

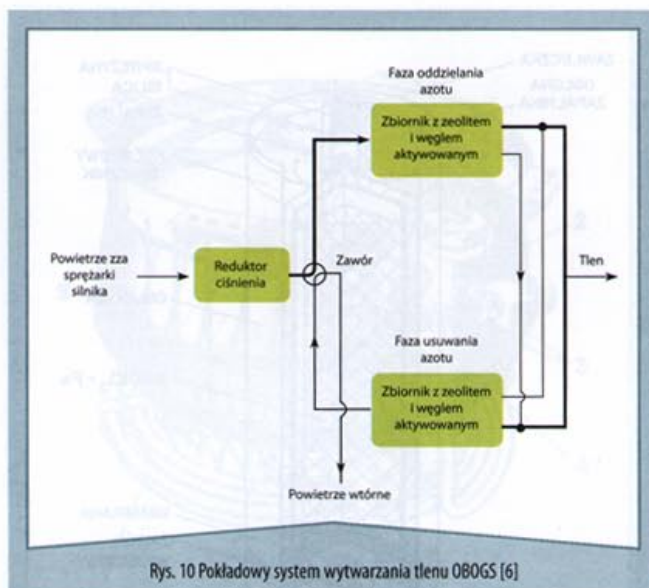
Zbiornik ciekłego tlenu wykorzystywany na pokładzie statku powietrznego składa się z dwóch kulistych butli umieszczonych jedna wewnątrz drugiej (rys. 5). W przestrzeni między butlami panuje obniżone ciśnienie $p_0 = 0.1 \text{ hPa}$ (0.001 mm Hg), by zapewnić wymaganą izolację termiczną. Na zewnętrznej ścianie wewnętrznego zbiornika zabudowany jest element grzewczy, umożliwiający podwyższenie temperatury ciekłego tlenu powyżej temperatury wrzenia $T_{w_{\text{O}_2}} = -182,97 \text{ }^\circ\text{C}$ (90,18 K), w celu jego zamiany na tlen gazowy, oraz układ zaworów ciśnienio-



Rys. 8 Procedura użycia masek tlenowych przez pasażerów (na przykładzie samolotu Airbus A-340)



Rys. 9 Proces odseparowania tlenu przez pokładowy system wytwarzania tlenu OBOGS [6]



Rys. 10 Pokładowy system wytwarzania tlenu OBOGS [6]

aż do całkowitego zużycia materiału rdzenia (konieczność wymiany wkładu po użyciu). Filtr (membrana) chłodzi wytwarzany tlen i usuwa wszelkie zanieczyszczenia. Podczas pracy, pod wpływem wydzielanego ciepła, generator rozgrzewa się do temperatury ponad 260 °C, a umieszczony na jego obudowie termoczuły, kolorowy znacznik (zabarwia się na czarno) pozwala określić stan techniczny generatora [6].

Istotnymi zaletami gazowych generatorów tlenu są m.in.:

- duże bezpieczeństwo przeciwpożarowe;
- wykluczenie możliwości wybuchu generatorów tlenowych w warunkach normalnych i awaryjnych;
- mała masa instalacji tlenowej;
- wysoka efektywność wytwarzania tlenu ($\eta \geq 45\%$);
- prosta konstrukcja;
- eliminacja lotniskowych źródeł tlenu.

Chemiczne generatory tlenu wraz z maskami tlenowymi pasażerów zabudowane są w suficie kabiny pasażerów lub w oparciach foteli i wypuszczane są automatycznie w przypadku pojawienia się dekompresji kabiny na wysokości powyżej 3000 m lub w sytuacjach awaryjnych – np. pożaru w kabinach statku powietrznego (rys. 7 i 8).

Pokładowe systemy wytwarzania tlenu (ang. *On-Board Oxygen Generator System* – OBOGS) zaliczane są do najnowocześniejszych urządzeń wytwarzania tlenu w lotniczych instalacjach tlenowych wykorzystujących technologię tzw. sit molekularnych (ang. *molecular adsorption*). Sprężone powietrze o zawartości tlenu na poziomie 21%, pobierane z za sprężarki silnika, przetłaczane jest przez warstwę minerału zwanego zeolitem.

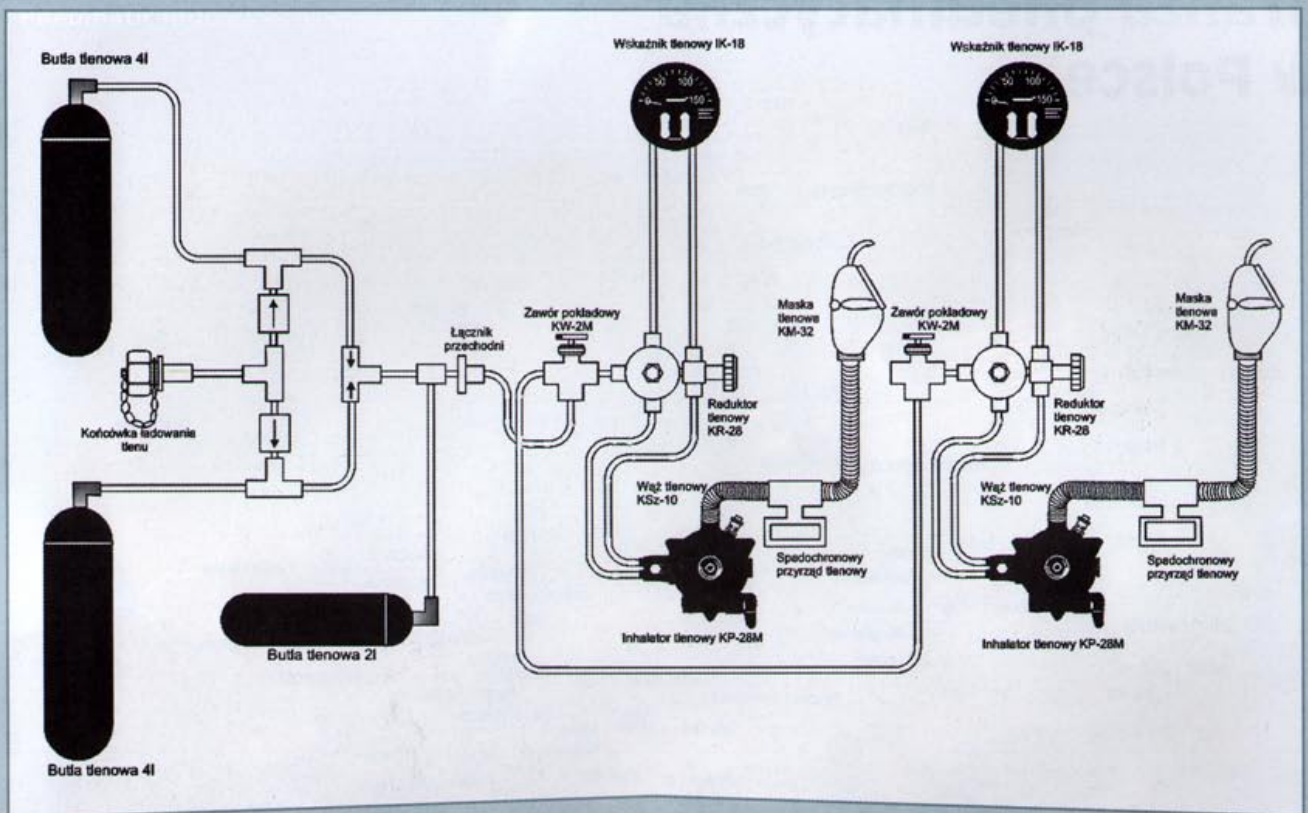
Zeolit (glinokrzemian sodowo-wapniowy z domieszkami atomów srebra) posiada doskonałe właściwości adsorpcyjne, dzięki którym azot zawarty w strumieniu powietrza jest adsorbowany na powierzchni cząstek minerału [6]. Na wyjściu sita uzyskuje się mieszaninę gazów o zawartości ok. 95% czystego tlenu. Mieszanina taka – ze względu na wysoką (w porównaniu do powietrza atmosferycznego) zawartość argonu (ok. 4%) – przed do-

prowadzeniem do instalacji tlenowej załogi i pasażerów jest dodatkowo przetłaczana przez warstwę aktywowanego węgla, nasyconego argonem (rys. 9). W ten sposób na wyjściu uzyskuje się mieszaninę gazów o zawartości ponad 99% czystego tlenu.

W procesie wytwarzania tlenu, oprócz fazy oddzielania tlenu z powietrza, występuje także faza usuwania azotu zaadsorbowanego przez warstwę zeolitu. Do tego celu wykorzystywana jest część wyizolowanego tlenu, poprzez przetłoczenie go przez podgrzaną warstwę zeolitu. W układzie zachodzi reakcja odwrotna, tj. zaadsorbowany azot miesza się z przetłaczanym tlenem, a powstała mieszanina zostaje – jako powietrze wtórne – wydalona do otaczającej atmosfery [6, 8].

W celu zapewnienia ciągłości i efektywności wytwarzania tlenu, pokładowy system wytwarzania tlenu OBOGS wyposażony jest w co najmniej dwa zestawy sit molekularnych (zeolit + aktywowany węgiel). Dzięki temu zapewniona jest ciągłość wytwarzania tlenu na pokładzie statku powietrznego (jeden zestaw – faza oddzielania azotu, drugi zestaw – faza usuwania azotu) (rys. 10). Główną zaletą pokładowych systemów OBOGS jest wysoka autonomia statku powietrznego ze względu na prawie nieograniczoną żywotność pokładowej instalacji wytwarzania tlenu, co jest szczególnie cenne w przypadku długodystansowych samolotów pasażerskich zabierających na pokład kilkuset pasażerów.

Współczesne lotnicze instalacje tlenowe wyposażone są w szereg przyrządów kontrolnych i sygnalizacyjnych, mających za zadanie kontrolę stanu technicznego instalacji. Do najważniejszych można zaliczyć wskaźnik tlenowy oraz wskaźnik wysokości i spadku ciśnienia. Wskaźnik tlenowy jest przyrządem zespolonym, dzięki któremu załoga uzyskuje informacje o poprawności funkcjonowania pokładowego systemu tlenowego. Wskaźnik wysokości i spadku ciśnienia przeznaczony jest do jednoczesnego pomiaru „wysokości” w kabinach hermetycznych statku powietrznego i spadku (różnicy) między ciśnieniem panującym wewnątrz kabin a ciśnieniem otaczającej atmosfery (rys. 11).



Rys. 8 Procedura użycia mask tlenowych przez pasażerów (na przykładzie samolotu Airbus A-340)

Podsumowanie

Przedstawiony wyżej sprzęt wchodzący w skład wyposażenia ochronnego zapewnia zabezpieczenie warunków życiowych pasażerów i członków załogi w razie wystąpienia gwałtownej dekompresji kabin współczesnego statku powietrznego przy lotach na wysokościach powyżej 3000 m n.p.m. Przedstawione rozwiązania techniczne indywidualnych mask tlenowych dla załogi i pasażerów zapewniają zabezpieczenia warunków życiowych przez czas nieprzekraczający 15-30 minut, niezbędna staje się zatem ścisła współpraca pasażerów z załogą statku powietrznego, mająca na celu awaryjne obniżenie pułapu lotu statku powietrznego do wysokości zapewniającej 100-procentowe szanse przeżycia. Futurystyczne projekty pasażerskich samolotów hipersonicznych, zdolnych do rozwijania prędkości przekraczających 5 Ma i osiągających pułap lotu

rzędu kilkudziesięciu kilometrów (np. X-51 Waverider, NASA X-43A), stawiają przed przyszłymi konstruktorami lotniczymi nowe wyzwania w opracowaniu wysoce efektywnych i niezawodnych systemów zapewniających optymalne warunki życia podczas lotów na granicy kosmosu. ■

dr inż. Adam Jaroszewicz
Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Instytut Inżynierii Lotniczej,
Ciepłej i Maszyn Energetycznych
Politechniki Wrocławskiej

Katarzyna Kubera-Jaroszewicz
WSS im. Gromkowskiego we Wrocławiu

Literatura

1. **Bachtin M., Lipski J.:** *Wyposażenie samolotów i statków kosmicznych.* WKiŁ, Warszawa 1978.
2. **Grzegorzczak T.:** *Lotnicze systemy pomiarowe. Czujniki.* WAT, Warszawa 2000.
3. **Kazana J., Lipski J.:** *Budowa i eksploatacja pokładowych przyrządów lotniczych.* WKiŁ, Warszawa 1983.
4. **Krzyżak J.:** *Medycyna nurkowa.* Wydawnictwo KOOP-graf, Poznań 2006.
5. **Polak Z., Rypulak A.:** *Awionika, przyrządy i systemy pokładowe.* WSOSP, Dęblin 2002.
6. **Spitzer C.R.:** *The avionics handbook.* CRC Press LLC, Washington 2001.
7. **Stefanowicz A.:** *Pokładowe układy pomiarowe.* Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1988.
8. **Tkaczuk S.:** *Lotnicze systemy wysokościowo-ratownicze.* WAT, Warszawa 2004.

Branża pneumatyczna w Polsce



Na naszej mapce branży pneumatycznej umieszczone są firmy, o których redakcja ma informacje dotyczące ich działalności i które prezentują swoją ofertę na tamach Pneumatyki.

Spis reklam

Reklamy

HPS Katowice	I okl.
Bibus Menos	II okl.
UNIVER	III okl.
Kaesar	IV okl.

Tubes	6, 7
HAPexpo Sosnowiec	9

Artykuły promocyjne

Piab	9
Kaesar	13, 29
UNIVER	22, 23

UNIVER

Pneumatic Industrial Automations



www.univer.pl

Zaopatrzenie przemysłu w elementy pneumatyczne oraz akcesoria związane z komponentami pneumatycznymi
Jesteśmy przedstawicielem firm:

- Univer - siłowniki, elektrozawory, FRL - zestawy przygotowania powietrza
- Speedy Block - elementy mocujące
- Setec - elektryczne napędy liniowe, podnośniki śrubowe
- Emc - złączki, przewody
- Flenco - elementy i układy hydrauliczne, systemy smarowania

Jesteśmy wiarygodnym partnerem w automatyce przemysłowej.

Dzięki innowacyjności, wysokiej jakości i profesjonalizmowi osiągnęliśmy pozycję solidnego partnera w biznesie oraz zaufanie klientów.

Służymy pomocą w zakresie doboru elementów pneumatycznych oraz pomagamy w tworzeniu optymalnych rozwiązań. Dzięki wieloletniej współpracy z firmą Techmet Sp. z o.o. oferujemy naszym klientom szeroki zakres usług związanych z projektowaniem oraz automatyzacją i robotyzacją linii produkcyjnych w procesach technologicznych.



Ul. Żywiecka 158, 43-300 Bielsko – Biała tel. 33 8140438, fax 33 8140439, mail: pneumatyka@univer.pl

Kompletne stacje sprężonego powietrza



www.kaeser.com